



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DPTO. INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE SISTEMAS REDUCTORES DE VELOCIDAD PARA LA REGULACIÓN DEL TRÁFICO

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

AUTOR: VIRGINIA BERNAL CARRETERO

TUTOR: PROF. DR. DANIEL GARCÍA-POZUELO RAMOS

18 DE DICIEMBRE DE 2009

AGRADECIMIENTOS

Este Proyecto Fin de Carrera ha sido la meta de un largo camino del que no sólo me llevo un título, sino millones de vivencias.

Quiero agradecer el apoyo de mis profesores de la Escuela Politécnica, en especial del departamento de Ingeniería Mecánica. Mencionar en especial a Dani, mi tutor, por echarme una mano en este final pero sobretodo por ser más que un tutor. Carol, muchas gracias por transmitirme siempre esa felicidad con una sonrisa y apoyarme hasta el final, muchas gracias.

Agradecer a mis compis de esta larga carrera, en especial a Paloma, Alfredo y Javi, con quienes desde la superior he compartido además de clases y días de biblio, muchas risas y días de cafetería.

Agradecer a mis niños, Gemita, Lourdes, Antonio, Carla, Bea, Agus y Pablo todos esos viajes, cenitas, salidas...por compartir todos estos años.

Quiero agradecer a mis compis del LABITV, Josete, Dapica, Carlos, Santi, Javi, Jorge, Sergio, Ricardo, Susana, Cris, David, Vicente y Silvia, por aguantar mis últimos ataques de agobio de la carrera y compartir tantos momentos dentro y fuera del despacho.

Agradecer de manera muy especial a mi familia, en especial a esos dos duendecillos, a quienes va dedicado no sólo este Proyecto sino el título conseguido, a mis papis, Evaristo y Julia, por haber estado allí SIEMPRE, en los malos y buenos momentos, por obligarme a tener la cabeza bien alta, ayudarme a ser lo que soy, pero ante todo por la incalculable paciencia. Os quiero.

A mi pequeño, a mi mejor amigo, Nani, por obligarme a progresar cada día un poco más, pero sobretodo por ser mi confidente, mi hermanito.

Agradecer a tres personas muy especiales, el empujón que día a día sé que me estáis dando, a mi yayito Ceci, mi yayi Faustina y como no a Carlitos. Os echo muchísimo de menos.

Y como no a mi peque Albertito, no sólo por la paciencia que has tenido en los últimos días sino por hacerme feliz cada día. Te quiero.

1. INDICE

1.1 INDICE DE CONTENIDOS

1. INDICE	2
1.1 INDICE DE CONTENIDOS	4
1.2 INDICE DE FIGURAS	7
1.3 INDICE DE TABLAS	10
1. INTRODUCCIÓN	11
2. OBJETIVOS	12
3. ESTADO DEL ARTE.....	13
3.1 INTRODUCCIÓN	13
3.1.1 Definición de Vehículo Automóvil:.....	13
3.1.2 Nociones constructivas básicas del Automóvil:	14
3.2 DINAMICA VEHICULAR:	17
3.2.1 AERODINAMICA DEL AUTOMOVIL	18
3.2.1.1 Conceptos de interés:.....	18
3.2.1.2 Resistencia aerodinámica. Presión y Rozamiento:	20
3.2.1.3 Aerodinámica aplicada al automóvil:	21
3.2.1.3.1 Resistencia aerodinámica al avance:.....	23
3.2.1.3.2 Sustentación aerodinámica y momento de cabeceo:	24
3.2.1.3.3 Fuerza lateral y momento de guiñada:	25
3.2.2 DINAMICA LONGITUDINAL.....	25
3.2.2.1 Resistencia al movimiento:.....	26
3.2.2.2 Tracción:.....	28
3.2.2.2.1 Esfuerzo tractor máximo limitado por la adherencia:.....	29
3.2.2.2.2 Esfuerzo tractor máximo limitado por el motor:	31
3.2.2.2.3 Prestaciones de un vehículo:.....	35
3.2.2.3 Frenado:	37
3.2.2.3.1 Solicitaciones que actúan en el proceso de frenado:.....	37

1.-INDICE

3.2.2.3.2 Condiciones impuestas por la adherencia:	40
3.2.2.3.3 Reparto óptimo de fuerzas de frenado:	41
3.2.2.3.4 El proceso de frenado:	44
3.2.2.3.5 Sistemas ABS (Antiblock System):	46
3.2.3 DINAMICA LATERAL.....	47
3.2.3.1 Geometría de la dirección:	48
3.2.3.1.1 Condición de Ackerman:	48
3.2.3.2 Maniobrabilidad del vehículo:	51
3.2.3.3 Circulación en curva:	52
3.2.3.3.1 Velocidad límite de derrape:	53
3.2.3.3.2 Velocidad límite de vuelco:	54
3.2.3.3.3 Consideraciones acerca de las velocidades anteriores:	55
3.2.3.3.4 Consideraciones acerca de $\mu_{\text{máx}}$:	56
3.2.3.4 Comportamiento direccional del vehículo en régimen estacionario:	56
3.2.3.4.1 Coeficiente de viraje (K_v):	57
3.2.3.4.2 Respuesta direccional:	59
3.2.3.4.3 Distintos parámetros según la respuesta direccional del vehículo:	61
3.2.4 DINAMICA VERTICAL	62
3.2.4.1 Modelización del sistema de suspensión:	62
3.2.4.1.1 Predimensionado del sistema de suspensión:	65
3.3 MARCO LEGAL	67
3.3.1 Antecedentes:	67
3.3.1.1 Experiencia internacional:	67
3.3.1.2 Normativas nacionales:	68
3.3.1.3 Ensayos realizados con reductores prefabricados.....	69
3.3.2 Normativa Actual	70
3.3.2.1 Tipos de reductores de velocidad	71
3.3.2.2 Ubicación	72
3.3.2.3 Limitaciones	72
3.3.2.4 Reductores de Velocidad de sección transversal trapezoidal (paso peatonal sobreelevado)	73
3.3.2.4.1 Materiales de Construcción	73
3.3.2.4.2 Geometría	74

1.-INDICE

3.3.2.4.3 Borde de entrada	75
3.3.2.4.4 Conexión con la acera	75
3.3.2.4.5 Drenaje	76
3.3.2.4.6 Señalización	76
3.3.2.4.7 Iluminación	80
3.4 BADEN INTELIGENTE DE VELOCIDAD	81
4. ESTUDIO DE CAMPO	83
4.1 MEDICIÓN DE REDUCTORES DE VELOCIDAD REALES EN LEGANÉS	83
4.2 UBICACIÓN	84
4.3 GEOMETRIA	85
4.4 SEÑALIZACIÓN	89
4.4.1 Señalización horizontal	89
4.4.2 Señalización vertical	91
4.5 ILUMINACIÓN	91
5. MATERIALES Y METODOS	92
5.1 SOFTWARE DE SIMULACIÓN: Carsim®	93
5.1.1 Forma de trabajar con Carsim®	94
5.2 VEHICULOS DE ENSAYO	99
6. ANALISIS Y RESULTADOS.	105
6.1 SIMULACIONES REALIZADAS	105
6.2 ÁNGULO DE CABECEO DE LA MASA SUSPENDIDA	110
6.3 ACELERACIÓN VERTICAL	114
6.4 TRAYECTORIA DEL VEHÍCULO	119
6.5 COMPARACIÓN CON UN REDUCTOR DE MAYOR LONGITUD DE RAMPA	136
6.5.1 ÁNGULO DE CABECEO	136
6.5.2 ACELERACIÓN VERTICAL	138
6.5.3 TRAYECTORIA DEL VEHÍCULO	140
7. CONCLUSIONES.	143
8. DESARROLLOS FUTUROS.	146
9. BIBLIOGRAFIA.	148

1.2 INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Distribución de los elementos constructivos de un vehículo automóvil.....	15
Figura 2: Flujos de aire en torno a un vehículo en movimiento	18
Figura 3: Solicitaciones aerodinámicas sobre el automóvil.....	21
Figura 4: Variación del C_x con la inclinación de la trasera del automóvil	23
Figura 5: Variación del C_x con la geometría del vehículo.....	24
Figura 6: Fuerzas que se oponen al movimiento de un vehículo	26
Figura 7: Solicitaciones que actúan sobre un vehículo en el proceso de tracción	29
Figura 8: Curva ideal de par motor frente a potencia	32
Figura 9: Curva ideal de par motor frente a las curvas de la caja de cambios	33
Figura 10: Funcionamiento de un Convertidor de Par	35
Figura 11: Solicitaciones que actúan sobre un vehículo en el proceso de frenado	37
Figura 12: Curvas de frenado para el eje delantero y trasero.....	43
Figura 13: Variación de las curvas de frenado con respecto al estado de carga del vehículo	44
Figura 14: Orientación ideal de las ruedas en curva para que no exista deslizamiento	49
Figura 15: Curva de error.....	50
Figura 16: Sistema de dirección con suspensión independiente.	50
Figura 17: Fuerzas que actúan sobre un vehículo circulando en curva.....	52
Figura 18: Modelo lineal para el cálculo de K_v	57
Figura 19: Respuesta direccional de vehículos subviradores, neutros y sobreviradores.....	60
Figura 20: Modelo de un grado de libertad de un sistema de suspensión.	62
Figura 21: Distintos comportamientos de la suspensión según el valor de I	64
Figura 22: Comportamiento de la masa suspendida frente al tiempo.....	66
Figura 23: Dimensiones de un paso peatonal sobreelevado.....	74
Figura 24: Señalización horizontal.....	77
Figura 25: Señales verticales de entrada al tramo	78
Figura 26: Señal en la aproximación al reductor de velocidad.....	80
Figura 27: Badén Inteligente de velocidad (Badennova).....	81
Figura 28: Badén inteligente (México)	82
Figura 29: Inclínómetro y cinta métrica	83
Figura 30: Limitación de velocidad	84
Figura 31: Parámetros medidos del reductor de velocidad	85

1.-INDICE

Figura 32: Resaltos que no siguen el criterio o gráfico en rampas.....	90
Figura 33: Resaltos sin señalización en rampa	90
Figura 34: Módulos del software CarSim®.	92
Figura 35: Pantalla de control general de CarSim®	94
Figura 36: Detalle del tercio izquierdo de la pantalla de control general.	95
Figura 37: Esquema de funcionamiento de CarSim®.	96
Figura 38: Detalle del tercio central de la pantalla de control general.	97
Figura 39: Detalle del tercio derecho de la pantalla de control general.	98
Figura 40: Dimensiones del compacto de referencia en CarSim®	99
Figura 41: Rigidez del muelle (Compacto).....	100
Figura 42: Coeficiente de amortiguamiento (Compacto).....	100
Figura 43: Dimensiones del sedan de referencia en CarSim®.	101
Figura 44: rigidez de muelle (sedan).	102
Figura 45: coeficiente de amortiguamiento (sedan).	102
Figura 46: Dimensiones del todoterreno de referencia en CarSim®.....	103
Figura 47: rigidez del muelle (todoterreno)	104
Figura 48: coeficiente de amortiguación (todoterreno).....	104
Figura 49: Compacto (Hatchback)	105
Figura 50: Sedán	105
Figura 51: Big SUV	105
Figura 52: Datos del radio bajo de carga	106
Figura 53: Pantalla para modificar la geometría del asfalto.....	107
Figura 54: Datos del resalto.....	107
Figura 55: Velocidad del ensayo y parámetros a ensayar	108
Figura 56: Cabeceo de los tres vehículos a 20 Km/h	110
Figura 57: Cabeceo de los tres vehículos a 30 Km/h	111
Figura 58: Cabeceo de los tres vehículos a 40 Km/h	111
Figura 59: Cabeceo de los tres vehículos a 50 Km/h	112
En Figura 60: Aceleración vertical de los tres vehículos a 20 Km/h	114
Figura 61: Aceleración vertical de los tres vehículos a 30 Km/h	115
Figura 62: Aceleración vertical de los tres vehículos a 40 Km/h	115
Figura 63: Aceleración vertical de los tres vehículos a 50 Km/h	116
Figura 64: Trayectoria del compacto a 20 Km/h	120
Figura 65: Trayectoria del sedan a 20 Km/h.....	120
Figura 66: Trayectoria del todoterreno a 20 Km/h.....	121

1.-INDICE

Figura 67: Trayectoria del compacto a 30 Km/h	121
Figura 68: Trayectoria del sedan a 30 Km/h.....	122
Figura 69: Trayectoria del todoterreno a 30 Km/h.....	122
Figura 70: Trayectoria del compacto a 20 Km/h	123
Figura 71: Trayectoria del sedan a 40 Km/h.....	123
Figura 72: Trayectoria del todoterreno a 40 Km/h.....	124
Figura 73: Trayectoria del compacto a 50 Km/h	124
Figura 74: Trayectoria del sedan a 50 Km/h.....	125
Figura 75: Trayectoria del todoterreno a 50 Km/h.....	125
Figura 76: Trayectoria del centro de gravedad del compacto.....	126
Figura 77: Trayectoria del centro de gravedad del sedan	127
Figura 78: Trayectoria del centro de gravedad del todoterreno.....	127
Figura 79: Fuerzas verticales del compacto a 20 Km/h	128
Figura 80: Fuerzas verticales del sedan a 20 Km/h	128
Figura 81: Fuerzas verticales del todoterreno a 20 Km/h	129
Figura 82: Fuerzas verticales del compacto a 30 Km/h	129
Figura 83: Fuerzas verticales del sedan a 30 Km/h	130
Figura 84: Fuerzas verticales del todoterreno a 30 Km/h	130
Figura 85: Fuerzas verticales del compacto a 40 Km/h	131
Figura 86: Fuerzas verticales del sedan a 40 Km/h	131
Figura 87: Fuerzas verticales del todoterreno a 40 Km/h	132
Figura 88: Fuerzas verticales del compacto a 50 Km/h	132
Figura 89: Fuerzas verticales del sedan a 50 Km/h	133
Figura 90: Fuerzas verticales del todoterreno a 50 Km/h	133
Figura 91: Comparación del cabeceo de los reductores 1 y 2	137
Figura 92: Aceleración vertical del reductor 2.....	138
Figura 93: Comparación de la aceleración vertical máx y min. de los reductores 1 y 2.....	139
Figura 94: Trayectoria del compacto a 40 Km/h	140
Figura 95: Trayectoria del compacto a 50 Km/h	140
Figura 96: Trayectoria del compacto a 60 Km/h	141
Figura 97: Reductor de velocidad metálico y relleno de fluido.....	146
Figura 98: Bandas transversales fresadas.....	147

1.3 INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Solicitaciones aerodinámicas que actúan sobre un vehículo en movimiento.	22
Tabla 2: Medidas de los reductores de velocidad de Leganés	86
Tabla 3: Cabeceo máximo ($^{\circ}$)	112
Tabla 4: Cabeceo mínimo ($^{\circ}$)	112
Tabla 5: Aceleración vertical máxima ($g's$)	116
Tabla 6: Aceleración vertical mínima ($g's$)	116
Tabla 7: Fuerzas verticales máximas (N)	134
Tabla 8: Fuerzas verticales mínimas (N)	134
Tabla 9: Ángulo de cabeceo del reductor 2	136
Tabla 10: Cabeceo máximo y mínimo del reductor 2 ($^{\circ}$)	137
Tabla 11: Cabeceo max. y min. del compacto ($^{\circ}$)	137
Tabla 12: Aceleración vertical max. y min. del reductor 2 ($g's$)	138
Tabla 13: Aceleración vertical máx. y min. del reductor 1 y 2 ($g's$)	139
Tabla 14: Fuerza max. y min. del reductor 2	141
Tabla 15: Fuerza vertical máxima del reductor 1 y del 2	142

1. INTRODUCCIÓN

En las carreteras que forman parte de la Red de Carreteras del Estado, existen determinados tramos y puntos singulares en los que se requiere se mantenga, en primer lugar, una velocidad de circulación reducida y, en segundo, una especial atención en la conducción.

La señalización vial es, en general, el medio utilizado para lograr en estos tramos y puntos singulares la reducción de la velocidad y el aumento de la atención en la conducción. Sin embargo, existen otros medios adicionales, como son los reductores de velocidad y las bandas transversales de alerta, que pueden ayudar a conseguir dichos objetivos.

En este ámbito, el Ministerio de Fomento ha desarrollado una normativa de aplicación en las carreteras dependientes de la Administración Central del Estado que regula la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta (Orden FOM/3053/2008 aprobada el 23 de septiembre de 2008).

El objeto de esta norma es el establecimiento de los criterios básicos que deben ser considerados en el proyecto y la ejecución e instalación de «reductores de velocidad» (RDV) y «bandas transversales de alerta» (BTA).

Con la Instrucción Técnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta en Carreteras de la Red de Carreteras del Estado (BOE nº261, de 29/10/2008), el Ministerio de Fomento regula sus travesías y crea normativa en un ámbito en el que existía no sólo una demanda social, sino también un vacío legal.

2. OBJETIVOS

Tras la entrada en vigor a finales de octubre de 2008 de la *Instrucción Técnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta en Carreteras de la Red de Carreteras del Estado*, la normativa se aplicará en aquellas obras y proyectos en fase de redacción, de aprobación o aprobados. Además en el plazo de dos años, todos los dispositivos existentes en la Red de Carreteras del Estado relacionados con el contenido de la Instrucción deberán ser adaptados.

En dicha normativa se consideran dos tipos diferenciados de dispositivos, las bandas transversales de alerta y los reductores de velocidad, en los cuales se centra este proyecto.

Uno de los objetivos de este proyecto fin de carrera es realizar un estudio de los reductores de velocidad existentes en una ciudad y comprobar si cumplen la actual normativa tanto referente a las dimensiones como a la señalización.

Tras realizar el estudio de campo, se realizarán simulaciones con la ayuda del programa informático CarSim® con el objetivo de estudiar el comportamiento dinámico del vehículo al circular por un reductor de velocidad siguiendo las recomendaciones de la normativa a diferentes velocidades y con diferentes tipos de vehículo.

3. ESTADO DEL ARTE

3.1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad el automóvil ha pasado a ser el principal medio de transporte, un producto industrial altamente relacionado con el desarrollo de las sociedades y el instrumento más importante para satisfacer los deseos de movilidad, autonomía y, en ciertos aspectos, de libertad del hombre actual.

En el presente capítulo se pretende hacer una síntesis acerca de los principales conceptos referentes a los vehículos automóviles. Con ello se intenta ilustrar de forma general el funcionamiento y características de los mismos.

Se centrará el estudio en dos aspectos de suma importancia para el análisis que se ha realizado, estos son: la dinámica vehicular (longitudinal, lateral, vertical y aerodinámica) y la normativa vigente de reductores de velocidad

3.1.1 Definición de Vehículo Automóvil:

La Ley de Seguridad Vial da la siguiente definición de automóvil; *“vehículo de motor que sirve normalmente para el transporte de personas o cosas, o de ambas a la vez, o para la tracción de otros vehículos con igual fin”*.

3.-ESTADO DEL ARTE

Además de esta definición, un vehículo automóvil es una máquina que reúne las siguientes características:

- Como ya se ha dicho antes, debe tener la capacidad de transportar personas o cosas de un lugar a otro.

- Debe estar dotado de, al menos, cuatro ruedas neumáticas; propulsión mecánica, y sistemas capaces de orientar su trayectoria y regular su velocidad llegando a detenerlo si es necesario.

- Debe desplazarse de forma autónoma.

- Está concebido para moverse por superficies preparadas sin tener que seguir trayectorias fijas.

Es también interesante diferenciar entre vehículos rígidos y articulados y turismos y vehículos industriales.

3.1.2 Nociones constructivas básicas del Automóvil:

El automóvil está constituido principalmente por dos partes: El **chasis**, que es el armazón o conjunto mecánico del vehículo, y la **carrocería**, destinada a transportar a los pasajeros o la carga.

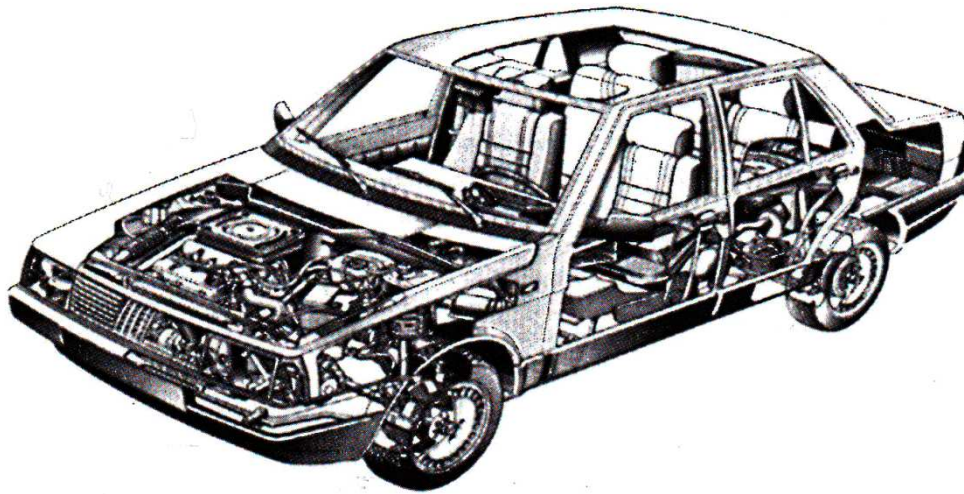


Figura 1: Distribución de los elementos constructivos de un vehículo automóvil

El chasis de cualquier automóvil se compone de los siguientes elementos:

-**El Bastidor**: formado por largueros o travesaños, al que se fijan:

El Motor: es un conjunto de piezas que están preparadas para transformar la energía química del combustible empleado, mediante un ciclo térmico de trabajo, en energía mecánica que proporciona movimiento rotativo a su eje.

La Transmisión: encargada de llevar el movimiento rotativo de la salida del motor a las ruedas. Sus elementos más reseñables son: **Embrague** (su misión es interrumpir el flujo de potencia desde el motor a las ruedas.) y **Caja de Cambios** (cuya misión es adecuar el par y la velocidad a las condiciones de rodadura.) colocadas a continuación del motor, **Árbol de Transmisión** y **Diferencial** (Permite girar más rápido a la rueda de fuera que a la de dentro en los virajes).

La Dirección: Se ocupa de transformar el movimiento rotativo del volante en movimientos de giro de las ruedas sobre su eje, además evita que las perturbaciones que el firme transmite a las ruedas lleguen al volante.

3.-ESTADO DEL ARTE

Los Frenos: que pueden estar constituidos por unas zapatas que actúan sobre un tambor, o por una pinza que actúa sobre un disco.

-**Los Ejes de las Ruedas** delanteras y traseras.

-**La Suspensión** que une los ejes al bastidor y de la cual se enunciarán sus funciones más adelante. Puede estar formada por muelles helicoidales, ballestas, barras de torsión, elementos neumáticos o hidroneumáticos y amortiguadores.

-**El Sistema Eléctrico** que se ocupa de todos los dispositivos del automóvil que deben ser controlados electrónicamente. En la actualidad cada vez se introducen en los vehículos más dispositivos que necesitan de estos controles.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS: [APA95], [ARI05]

3.2 DINAMICA VEHICULAR:

A la hora de realizar un análisis dinámico del vehículo en condiciones de rodadura es muy conveniente, por temas de simplicidad, analizar separadamente ciertas partes del mismo.

Se comenzará el estudio haciendo un breve análisis de la aerodinámica del automóvil ya que el aire ejerce una gran influencia sobre el vehículo en tres puntos: primero, a velocidades medias o altas opone una gran resistencia al movimiento, lo cual lleva consigo un importante consumo de potencia; segundo, al introducirse por debajo del vehículo crea una fuerza sustentadora que lleva consigo una pérdida de la adherencia de los neumáticos; por último el comportamiento lateral del vehículo también se ve influido notablemente por el aire.

Se continuará con la Dinámica Longitudinal del vehículo suponiendo que este se mueve exclusivamente en línea recta de forma que se puedan despreciar las fuerzas laterales, que serán objeto de un análisis posterior. En esta parte cobra gran importancia el sistema de frenos, por lo que se hará un análisis pormenorizado de los mismos.

Por último, se hará un análisis de la dinámica vertical del vehículo, basándose principalmente en el sistema de la Suspensión que tiene dos finalidades principales: la más importante consiste en mantener el neumático en contacto constante con la calzada, minimizando la pérdida de adherencia en pisos irregulares; la segunda finalidad es garantizar el confort de los ocupantes del vehículo absorbiendo las vibraciones que produce el medio.

3.2.1 AERODINAMICA DEL AUTOMOVIL

3.2.1.1 Conceptos de interés:

La Aerodinámica Vehicular tiene como objeto el estudio del conjunto de acciones y efectos que ejerce el aire sobre el vehículo en movimiento, así como la forma de lograr que estos sean lo más favorables posible. Como ilustración de la importancia que esto tiene en la dinámica vehicular diremos que a 100Km/h la resistencia aerodinámica viene a representar del orden del 80% de la resistencia total de un vehículo de tamaño medio europeo.

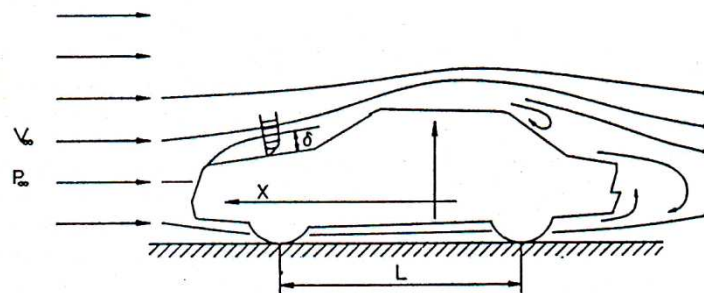


Figura 2: Flujos de aire en torno a un vehículo en movimiento

En el diseño de un automóvil moderno interviene de manera fundamental la forma de su carrocería, que influye tanto en el aprovechamiento de la potencia que desarrolla el motor como en la estabilidad del vehículo a elevadas velocidades. Para avanzar, un automóvil debe vencer la resistencia que opone el aire, y dicha resistencia es función de la forma de la carrocería. La facilidad con la que un automóvil se mueve en la corriente de aire viene determinada por el producto de su superficie frontal y del coeficiente aerodinámico C_x (coeficiente de resistencia aerodinámica adimensional, determinado por la forma de cada carrocería, que se obtiene mediante medidas experimentales). Pero la aerodinámica interviene también en el confort de los pasajeros, el diseño condiciona las formas de la carrocería y, por tanto, la ventilación

3.-ESTADO DEL ARTE

interior y el ruido aerodinámico en el interior del habitáculo. En cuanto a la estabilidad del vehículo, es muy importante que el centro de presiones (punto donde se concentran todas las fuerzas aerodinámicas) quede lo más cerca posible del centro de gravedad del vehículo, pero resulta difícil de conseguir porque a velocidades elevadas el flujo de aire cambia por completo. Para solucionar esto, algunos coches muy sofisticados cuentan con sistemas de aerodinámica activa, como alerones y spoilers que se despliegan en determinadas situaciones.

Separando el flujo de aire que interacciona con el vehículo en dos partes claramente diferenciadas: El **flujo de aire externo** que produce zonas de presión o depresión y rozamiento viscoso con las paredes, lo cual origina esfuerzos que, como ya se ha dicho antes, se oponen al movimiento, que afectan a la estabilidad del vehículo y que pueden disminuir las cargas sobre las ruedas. Es también importante el estudio de la capa límite que provoca importantes pérdidas de potencia así como la aparición de frecuencias audibles que se convierten en fuentes de ruido (esto se explicará con más detenimiento más adelante). Por otra parte se tiene el **flujo de aire interno**, entendiéndose por éste aquel que pasa por los compartimentos del vehículo. Tiene como finalidades principales la refrigeración del motor y la correcta aireación del habitáculo de pasajeros, es importante el aprovechamiento de los flujos externos a la hora de diseñar los conductos para los flujos internos, además en estos tienen gran influencia las partículas en suspensión con capacidad de depositarse.

3.2.1.2 Resistencia aerodinámica. Presión y Rozamiento:

Como ya se ha comentado el aire opone una resistencia al movimiento del vehículo (R_{ax}). Dicha resistencia se manifiesta de dos formas distintas, éstas son:

- **Resistencia debida al rozamiento (R_{ar}):** Es debida a la viscosidad del fluido, en este caso del aire.

- **Resistencia de presión (R_{ap}):** Cuando aumenta la presión en la dirección del flujo, la fuerza de rozamiento entre la superficie y el fluido aumenta, retrasándose el flujo más intensamente cuanto mayor sea su proximidad a la superficie.

Normalmente la resistencia de presión alcanza mayor magnitud que la de rozamiento y, como ya se he dicho, la suma de ambas será la resistencia aerodinámica.

$$R_{ax} = R_{ar} + R_{ap}$$

Una vez definida la resistencia aerodinámica podemos definir el coeficiente de resistencia aerodinámica en la dirección longitudinal del vehículo.

$$C_x = \frac{R_{ax}}{V_{\infty}^2 \cdot A \cdot \frac{\rho}{2}}$$

Donde V_{∞} es la velocidad del aire a distancias superiores a la capa límite.

3.2.1.3 Aerodinámica aplicada al automóvil:

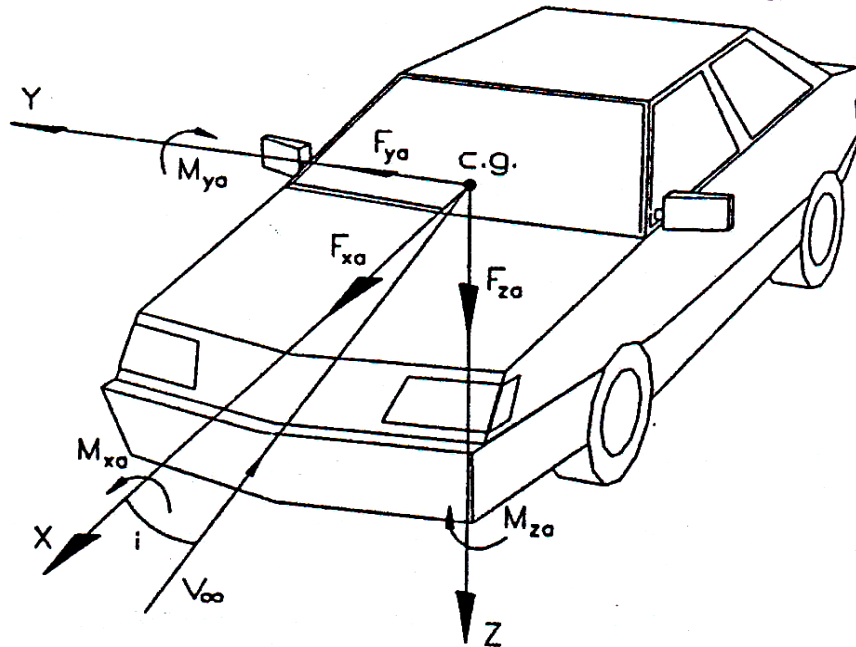


Figura 3: Solicitaciones aerodinámicas sobre el automóvil

Las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre un vehículo se pueden representar como se muestra en la figura anterior, es decir, mediante una fuerza y un momento aplicados en cada uno de los ejes del espacio y cuya intersección es el centro de gravedad del automóvil. Estas fuerzas se definen como se muestra en la siguiente tabla:

3.-ESTADO DEL ARTE

FUERZAS AERODINAMICAS QUE ACTUAN SOBRE UN VEHICULO	
FUERZAS	MOMENTOS
Resistencia aerodinámica al avance: $F_{xa} = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{2}$	Momento aerodinámico de vuelco: $M_{xa} = \frac{\rho \cdot C_{Mx} \cdot A_f \cdot L \cdot V^2}{2}$
Empuje lateral aerodinámico: $F_{ya} = \frac{\rho \cdot C_y \cdot A_f \cdot V^2}{2}$	Momento aerodinámico de cabeceo: $M_{ya} = \frac{\rho \cdot C_{My} \cdot A_f \cdot L \cdot V^2}{2}$
Sustentación Aerodinámica: $F_{za} = \frac{\rho \cdot C_z \cdot A_f \cdot V^2}{2}$	Momento aerodinámico de guiñada: $M_{za} = \frac{\rho \cdot C_{Mz} \cdot A_f \cdot L \cdot V^2}{2}$

Tabla 1: Solicitaciones aerodinámicas que actúan sobre un vehículo en movimiento.

Se observa claramente en la tabla como tanto las ecuaciones para las fuerzas como para los momentos son análogas. Es decir, las solicitaciones aerodinámicas las podemos expresar en función de la **presión dinámica** $\rho \cdot V^2 / 2$, del área frontal del vehículo, de una longitud característica para el caso de los momentos (en general se tomará la batalla) y de un coeficiente adimensional de proporcionalidad, determinado experimentalmente, que se puede suponer constante para valores del número de Reynolds suficientemente altos, los cuales se presentan en condiciones operativas del vehículo. A continuación se tratan estas solicitaciones con más detenimiento.

3.2.1.3.1 Resistencia aerodinámica al avance:

Como ya se ha dicho anteriormente ésta resistencia es causada por el rozamiento y por la presión, pero además, también toma parte en ella la denominada **resistencia de densidad**. Esta se debe a los salientes que posee el vehículo, como por ejemplo los espejos retrovisores. Por último cabe mencionar también la resistencia originada por los flujos internos de aire. Sin embargo la magnitud de la resistencia por presión es muy superior a la suma de las otras tres, siendo del orden del 70% de la resistencia total al avance, el resto se reparte de forma similar entre los otros tipos citados.

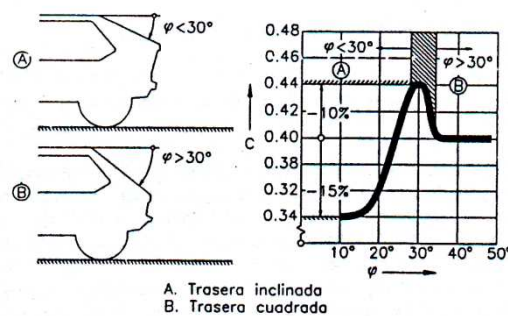


Figura 4: Variación del C_x con la inclinación de la trasera del automóvil

El coeficiente de resistencia al avance C_x , está fuertemente influenciado por las formas constructivas del automóvil. En cuanto a lo que a la parte delantera del vehículo se refiere, se puede disminuir el valor de dicho coeficiente y por tanto de la resistencia aerodinámica al avance, disminuyendo la altura del morro, suavizando las formas del capot, aumentando el ángulo de éste y aumentando la inclinación del parabrisas, aunque nunca por encima de 60° ya que se producirían fenómenos de difusión de la luz que pueden ocasionar pérdida de visibilidad. Por otro lado, se estudia la influencia de la trasera del vehículo se ve que es alta. Al variar la pendiente de la misma el C_x oscila entre valores de entre 0.34 y 0.44, obteniéndose el valor mínimo para un ángulo de 10° (ver figura 4).

3.-ESTADO DEL ARTE

Este fenómeno de variación del C_x con la geometría del vehículo es debido al desprendimiento de la capa límite. Cuando esto ocurre se forman turbulencias que incrementan mucho dicho coeficiente. Sin embargo es imposible evitar que ésta se desprenda, por tanto debe buscarse que tal desprendimiento se produzca lo más atrás posible del vehículo, con el fin de obtener el menor C_x posible disminuyendo así considerablemente las pérdidas de potencia. Esto se consigue con superficies alabeadas, por tanto la evolución de la geometría exterior del vehículo debería seguir un proceso similar al mostrado en la figura siguiente.

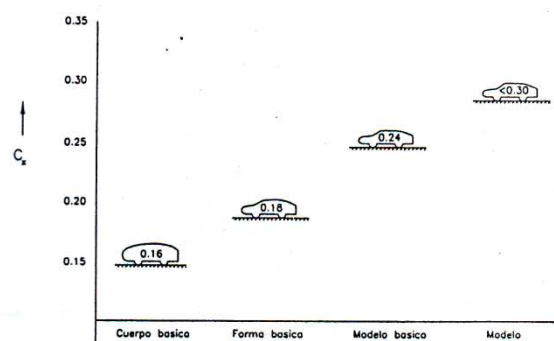


Figura 5: Variación del C_x con la geometría del vehículo

3.2.1.3.2 Sustentación aerodinámica y momento de cabeceo:

El empuje aerodinámico es originado por la diferencia de presiones entre la parte inferior y superior del vehículo. Como consecuencia de esto se reduce el peso adherente, lo cual puede tener una influencia negativa en la dinámica longitudinal y lateral del vehículo. Esta influencia es particularmente reseñable en vehículos de competición que circulan a velocidades muy elevadas y poseen poco peso. Se puede conseguir llegar a hacer que la fuerza de sustentación sea negativa variando la configuración básica del vehículo, añadiéndole deflectores, spoilers o mediante dispositivos de suelo.

En cuanto al momento de cabeceo se produce como consecuencia de que las fuerzas de resistencia al avance y de sustentación aerodinámica actúan a cierta

3.-ESTADO DEL ARTE

distancia del centro de gravedad del vehículo. Este momento tiende a transferir carga hacia el eje delantero ya que, en general, existe una mayor fuerza sustentadora en el trasero.

3.2.1.3.3 Fuerza lateral y momento de guiñada:

Cuando el aire incide con un cierto ángulo respecto a la dirección longitudinal del vehículo se genera una fuerza lateral (F_{ya}) aplicada a cierta distancia del centro de gravedad la cual crea un momento de guiñada M_{za} . En general vehículos con superficies laterales planas y prolongadas como furgonetas o coches familiares aumentan F_{ya} y reducen M_{za} con lo que el comportamiento general del vehículo mejora. Sin embargo las formas de tipo fuseladas hacen que el vehículo sea más sensible al viento lateral.

3.2.2 DINAMICA LONGITUDINAL

La dinámica longitudinal del vehículo abarca el comportamiento del mismo en ausencia de aceleración lateral o cuando esta toma valores muy pequeños de magnitud despreciable, además se ignora toda acción que provoque asimetrías respecto al plano longitudinal del vehículo. Por tanto se pretende analizar el comportamiento del mismo cuando este circula en recta o en curvas de radio muy grande. Se tratará el tema de la tracción y los límites que imponen tanto el motor como la adherencia a la misma. También se hará un análisis de los procesos de frenado y los factores que influyen sobre éstos.

3.2.2.1 Resistencia al movimiento:

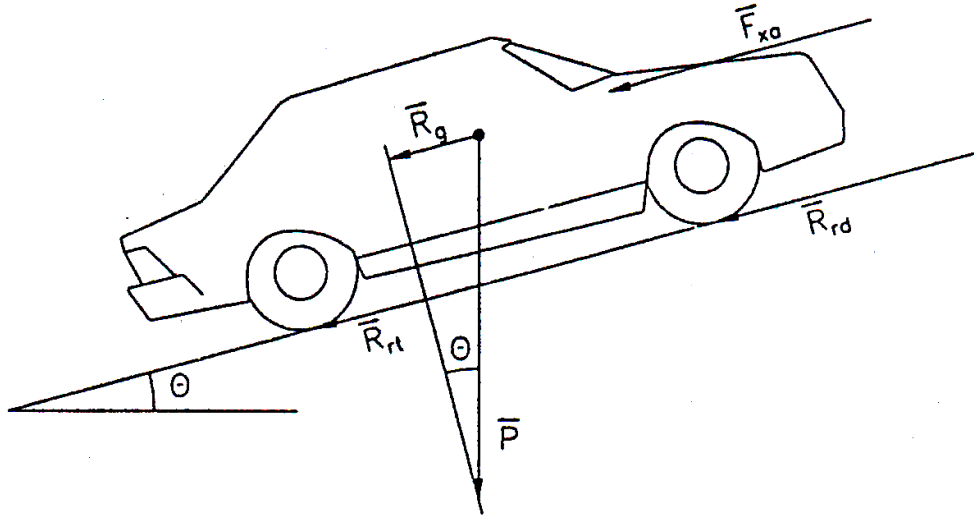


Figura 6: Fuerzas que se oponen al movimiento de un vehículo

Cuando un vehículo circula en línea recta está sometido a una serie de esfuerzos que se oponen a su movimiento, éstos son: la **resistencia aerodinámica al avance** (F_{xa}) que se trató en el tema anterior, la **resistencia a la rodadura** debida al rozamiento rueda-suelo y que, por tanto, tiene dos partes, la resistencia en el eje delantero (R_{rd}) y la del trasero (R_{rt}) y por último, en caso de circular sobre terreno inclinado, la **resistencia gravitatoria** debida al peso del vehículo (R_g). Esto se ilustra claramente en la figura 6.

Luego a la vista del gráfico y teniendo en cuenta lo dicho anteriormente la **resistencia total** (R_T) a la que estará sometido el vehículo al encontrarse en movimiento longitudinal está compuesta por:

$$R_T = F_{xa} + R_r + R_g$$

$$\text{Siendo } R_r = R_{rd} + R_{rt}$$

Las anteriores resistencias pueden expresarse de la siguiente forma:

3.-ESTADO DEL ARTE

$$F_{xa} = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{2} \quad (\text{Como ya se ha dicho en el tema anterior})$$

$$R_r = (f_0 + f_v \cdot V^n) \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta = f_r \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta \quad \text{Donde: } 2 \leq n \leq 2,5$$

$$R_g = m \cdot g \cdot \sin \theta$$

Luego la resistencia total al avance queda de la siguiente forma:

$$R_T = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{2} + m \cdot g \cdot (f_r \cdot \cos \theta + \sin \theta)$$

Nótese que en ésta ecuación podíamos haber introducido el término de la sustentación aerodinámica, pero como ya se dijo en el tema anterior el efecto de ésta sólo es apreciable en vehículos que se mueven a velocidades muy elevadas como los de competición. Además se ve claramente como para velocidades altas toma importancia la resistencia aerodinámica, mientras que para valores bajos es el sumando de la resistencia a la rodadura el que toma una importancia preponderante. Si nos fijamos en el tamaño del vehículo, al aumentar éste, crece más rápidamente su masa que el área frontal por lo que sigue siendo más importante la resistencia a la rodadura.

Por último, hay que tener en cuenta, que la expresión usada para obtener el valor de la resistencia a la rodadura sólo es válida para velocidades inferiores a la **velocidad crítica del neumático**, ya que a partir de ésta R_r crece bruscamente.

3.-ESTADO DEL ARTE

Para una superficie de rodadura horizontal ($\theta = 0$) la anterior ecuación queda de la forma:

$$R_T = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{2} + m \cdot g \cdot f_r$$

Por otro lado, si tenemos en cuenta las dos ecuaciones anteriores y que para las vías por las que circulan los vehículos θ toma valores pequeños ($\text{Sen } \theta \approx \text{Tg } \theta \approx j$; $\text{Cos } \theta \approx 1$), podemos determinar la potencia necesaria para el movimiento:

$$\text{General: } H = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^3}{2} + m \cdot g \cdot (f_r + j) \cdot V$$

$$\text{Horizontal: } H_h = \frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^3}{2} + m \cdot g \cdot f_r \cdot V$$

3.2.2.2 Tracción:

Como ya se ha dicho antes el momento tractor máximo que puede realizar un vehículo viene determinado por dos factores, la adherencia del neumático con la superficie de rodadura y el par máximo que puede desarrollar el motor. El límite suele venir determinado por la adherencia en condiciones de fuertes aceleraciones las cuales se producen a velocidades bajas, especialmente en el arranque, si no se dan estas condiciones, es decir para altas velocidades, el límite vendrá impuesto por el motor. De éste límite y por tanto de por qué venga impuesto dependerán las prestaciones del vehículo.

3.2.2.2.1 Esfuerzo tractor máximo limitado por la adherencia:

Este estudio se basa en el siguiente grafico en el que están representadas todas las solicitudes que actúan sobre el vehículo, así como las dimensiones del mismo.

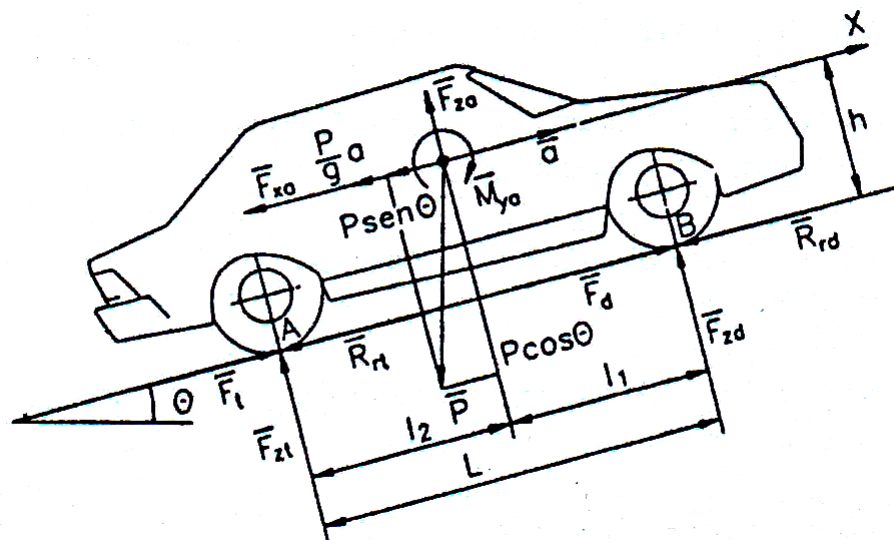


Figura 7: Solicitaciones que actúan sobre un vehículo en el proceso de tracción

Tomando momentos respecto al punto A y B respectivamente se obtienen las siguientes ecuaciones para las fuerzas normales en cada eje.

$$\begin{aligned} & \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right) \cdot h - (P \cdot \cos \theta - F_{za}) \cdot I_2 + F_{zd} \cdot L - M_{ya} \Rightarrow \\ & \Rightarrow F_{zd} = \frac{(P \cdot \cos \theta - F_{za}) \cdot I_2 - \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right) \cdot h + M_{ya}}{L} \\ & F_{zt} = \frac{(P \cdot \cos \theta - F_{za}) \cdot I_1 + \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right) \cdot h - M_{ya}}{L} \end{aligned}$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Como para condiciones normales de circulación del vehículo las acciones aerodinámicas de sustentación y cabeceo son pequeñas, se desprecian, con lo que las anteriores ecuaciones quedan de la forma:

$$F_{zd} = \frac{I_2}{L} \cdot P - \frac{h}{L} \cdot \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right)$$

$$F_{zt} = \frac{I_1}{L} \cdot P + \frac{h}{L} \cdot \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right)$$

El primer sumando de ambas ecuaciones representa las cargas estáticas sobre los ejes delantero y trasero y el segundo, la transferencia de carga entre los mismos debido al conjunto de las resistencias y a la inercia del vehículo.

Si ahora se plantea el equilibrio de fuerzas horizontales del vehículo, obtenemos la siguiente ecuación:

$$P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta = F_d + F_t - R_{rd} - R_{rt} = F_T - R_r$$

$$\text{Donde } F_d + F_t = F_T$$

$$R_{rd} + R_{rt} = R_r$$

Sustituyendo esta ecuación en las dos anteriores, se llega a una representación simplificada de las fuerzas normales en cada uno de los dos ejes del vehículo:

$$F_{zd} = \frac{I_2}{L} \cdot P - \frac{h}{L} \cdot \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right)$$

$$F_{zt} = \frac{I_1}{L} \cdot P + \frac{h}{L} \cdot \left(P \cdot \frac{a}{g} + F_{xa} + P \cdot \sin \theta \right)$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Partiendo de estas expresiones se pueden calcular los límites que impone la adherencia en función del tipo de tracción de que disponga el vehículo en cuestión.

-Vehículo con tracción delantera:

$$F_{T\max} = \mu \cdot F_{zd} = \mu \cdot \left[\frac{I_2}{L} \cdot P - \frac{h}{L} \cdot (F_T - R_r) \right]$$

Como $R = P \cdot f_r$ y despejando $F_{T\max}$ de la anterior ecuación obtenemos:

$$F_{T\max} = \frac{\mu \cdot P \cdot (I_2 + h \cdot f_r)}{L + \mu \cdot h}$$

-Vehículos con tracción trasera:

$$F_{T\max} = \frac{\mu \cdot P \cdot (I_1 - h \cdot f_r)}{L - \mu \cdot h}$$

-Vehículos con tracción a las cuatro ruedas:

$$F_{T\max} = \mu \cdot P \cdot \cos \theta \approx \mu \cdot P$$

3.2.2.2 Esfuerzo tractor máximo limitado por el motor:

Las condiciones operativas de los vehículos reclaman pares tractores elevados a bajas velocidades y reducidos a velocidades altas. Si esto se representa en unos ejes coordenados (ver siguiente figura) la curva que obtenemos es una hipérbola, la cual podría obtenerse para un motor que funcionara a potencia constante para todo el intervalo de velocidades. En el caso de los motores de combustión interna, que son los que usan los automóviles en la actualidad, es imposible lograr esto, por lo que se hace

3.-ESTADO DEL ARTE

necesario un sistema que sea capaz de adecuar la salida del motor a dicha curva, este sistema es la transmisión.

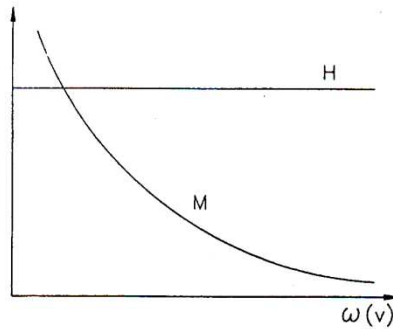


Figura 8: Curva ideal de par motor frente a potencia

La Transmisión está constituida por un conjunto de elementos que tienen como misión conectar la salida del motor con las ruedas, haciendo llegar a estas el movimiento, los pares y la potencia necesarios para vencer las resistencias ya expuestas anteriormente. Puede ser de tipo hidrodinámica, de la cual hablaremos brevemente más adelante, o de tipo mecánica la cual está compuesta de los siguientes elementos:

-El embrague: Se encuentra situado justo a la salida del motor y su misión es la de interrumpir la cadena cinemática cortando el flujo de potencia entre este y las ruedas. De forma que el motor pueda estar funcionando (velocidad no nula) mientras el vehículo está parado (velocidad nula de las ruedas) o se realiza un cambio de marcha

-La caja de cambios: Está constituida por un conjunto de engranajes y es la que verdaderamente se encarga de proporcionar a las ruedas tractoras pares grandes a bajas velocidades y viceversa. Es decir adecua la salida del motor a las características de la marcha. Esto se ilustra en la siguiente gráfica, la cual se refiere a una caja de cambios de cuatro marchas. Se puede ver como gracias a la aplicación sucesiva de

3.-ESTADO DEL ARTE

cada una de las marchas, la curva del motor se asemeja a la anteriormente expuesta curva ideal hiperbólica.

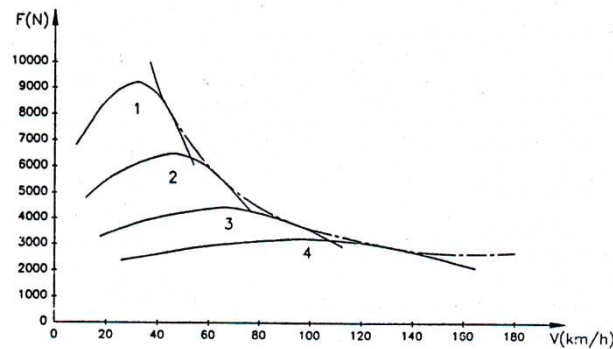


Figura 9: Curva ideal de par motor frente a las curvas de la caja de cambios

A la hora de diseñar una caja de cambios debe tenerse en cuenta que la relación que proporciona menor reducción (ξ_q) será la que permita la velocidad máxima del vehículo, mientras que la de mayor reducción (ξ_1) a de diseñarse teniendo en cuenta el par máximo necesario para subir rampas. Por lo tanto el procedimiento a seguir es el que se cuenta a continuación:

$$\text{Determinación de } \xi_q: \xi_q = \frac{\pi \cdot n \cdot r \cdot (1-i)}{30 \cdot V_{\max}}$$

Donde: n son las revoluciones del motor

r el radio nominal de la rueda

i el deslizamiento longitudinal

q el número de velocidades de la caja

$$\text{Determinación de } \xi_1: \xi_1 = \frac{R_T \cdot r_c}{M_{m\max} \cdot \eta}$$

Donde: r_c es el radio bajo carga de la rueda

$M_{m\max}$ es el momento máximo del motor

η es el rendimiento de la transmisión

3.-ESTADO DEL ARTE

$$\text{Obtención de K: } K = \left(\frac{\xi_q}{\xi_1} \right)^{\frac{1}{1-q}}$$

$$\text{Determinación del resto de velocidades: } K = \left(\frac{\xi_q}{\xi_{q-1}} \right)$$

De esta forma se tendrían determinadas todas las relaciones de las que constaría la caja de cambios independientemente del número de las mismas.

Además, teniendo en cuenta que el máximo par del motor vendrá dado por la relación de transmisión de máxima reducción, se puede calcular dicho par a partir de la expresión dada para la misma.

-El grupo diferencial: Tiene la función de permitir que las ruedas del eje tractor giren a diferente velocidad entre si en curva. Ya que, obviamente la interior debe girar más lenta que la exterior.

-Juntas y árboles: Las juntas permiten el movimiento relativo entre diferentes elementos de la transmisión y los árboles transmiten los pares de unos puntos a otros de la misma.

La transmisión hidrodinámica: Se caracteriza porque la cadena cinemática que transmite el movimiento entre el motor y las ruedas queda físicamente interrumpida entre el primario y el secundario del elemento hidrodinámico, siendo el fluido su único enlace. Son reseñables los siguientes elementos:

-El embrague hidrodinámico: Consta de una bomba que es movida por el eje de salida del motor y una turbina, que es movida por el fluido impulsado por la bomba y que hace girar el eje de salida del embrague consiguiéndose así la transmisión del par.

3.-ESTADO DEL ARTE

-**El convertidor de par:** Consta de los mismos elementos que el embrague hidrodinámico, pero además intercala un estator entre la turbina y la bomba que recircula el fluido que sale de la primera de forma que incida en los álabes de la segunda ayudando al movimiento de ésta y adecuando así el par de salida a las condiciones operativas que se den. Se pueden ver sus elementos en la ilustración que sigue a continuación:

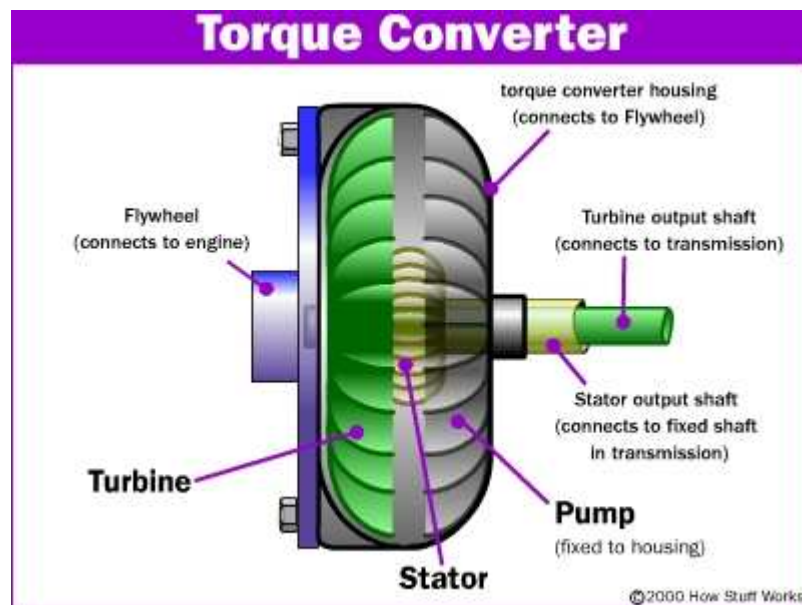


Figura 10:Funcionamiento de un Convertidor de Par

3.2.2.2.3 Prestaciones de un vehículo:

Se usan tres valores básicos a la hora de determinar las prestaciones de un vehículo automóvil, estos son:

-**La velocidad máxima:** Se dará para la máxima potencia del motor, además sabemos que ésta se obtiene para la relación de mínima reducción (ξ_q), con estas premisas podemos calcular dicha velocidad sin más que aplicar la siguiente ecuación que ya se había enunciado anteriormente:

3.-ESTADO DEL ARTE

$$\xi_q = \frac{\pi \cdot n_{H_{\max}} \cdot r \cdot (1-i)}{30 \cdot V_{\max}}$$

Donde $n_{H_{\max}}$ son las revoluciones del motor para potencia máxima

-La aceleración máxima: El cálculo de ésta aceleración es más complejo que en el caso de la velocidad debido a la transferencia de masa que se produce entre los ejes del vehículo, al incremento de velocidad que provoca en el mismo y la dependencia que dicho incremento tiene con respecto a las relaciones de transmisión.

En la actualidad el dato de la aceleración máxima suele venir dado por el fabricante como el tiempo que tarda en pasar el vehículo de velocidad cero (parada) a velocidad 100Km/h.

-La máxima rampa que es capaz de subir: Suponiendo que la adherencia es suficiente, la máxima rampa que podrá subir el vehículo se dará para condiciones de par máximo del motor, esto es, para la relación de máxima reducción del mismo. Como en este caso la velocidad del vehículo es baja se puede despreciar la resistencia aerodinámica, con lo que la resistencia que se opondrá a dicho movimiento será:

$$R_T = P \cdot \sin \theta + f_r \cdot P \cdot \cos \theta$$

Como θ es pequeño se acepta la siguiente simplificación:

$$R_T = P \cdot j + f_r \cdot P \Rightarrow j = \frac{R_T}{P} - f_r$$

3.-ESTADO DEL ARTE

El único valor que no es conocido de la anterior ecuación es la resistencia total que se obtendrá de aplicar la relación dada anteriormente para ξ_1 , esto es:

$$\xi_1 = \frac{R_T \cdot r_c}{M_{m \max} \cdot \eta} \Rightarrow R_T = \frac{\xi_1 \cdot M_{m \max} \cdot \eta}{r_c}$$

3.2.2.3 Frenado:

El proceso de frenado es vital para el control de los vehículos automóviles. A continuación se va a proceder a hacer un análisis del mismo, para el cual se modelizara el vehículo y las solicitaciones que actúan sobre el mismo como se representa en el siguiente gráfico:

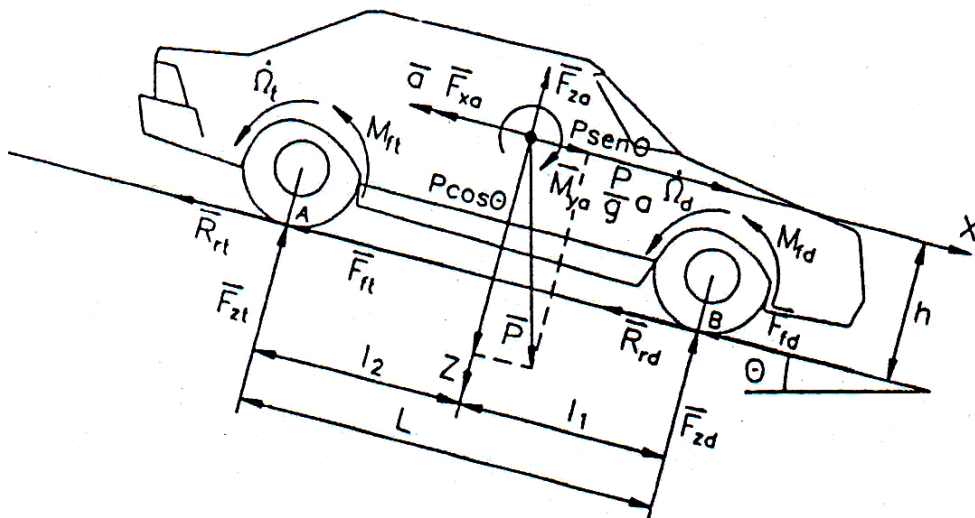


Figura 11: Solicitaciones que actúan sobre un vehículo en el proceso de frenado

3.2.2.3.1 Solicitaciones que actúan en el proceso de frenado:

A continuación se enuncian las fuerzas más importantes que toman parte en el proceso de frenado y el significado de las mismas:

3.-ESTADO DEL ARTE

-Pares de frenado (M_{fd} y M_{ft}): El sistema de frenos del vehículo tiene como misión crear estos pares que se oponen al movimiento de las ruedas y que hacen aparecer las fuerzas de frenado.

-Fuerza de frenado (F_{fd} y F_{ft}): Llamamos así a las fuerzas que se desarrollan como resultado de la interacción neumático-suelo y del momento de frenado aplicado a las ruedas que se opone al movimiento del vehículo. En la figura 11 se puede observar que, como es lógico, éstas aparecen en la interfase de contacto neumático-superficie de rodadura. Aunque, como ya se ha comentado en capítulos anteriores, existen otras fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, éstas son las principales fuerzas retardadoras que aparecen en el proceso de frenado. Estas fuerzas están limitadas por la capacidad del sistema de frenos y por la adherencia, siendo éste último el factor que suele ser crítico, de forma que aunque generalmente no se haya sobrepasado la capacidad de frenado del sistema de frenos, al sobrepasar el límite impuesto por la adherencia se produce el bloqueo de las ruedas, lo cual puede tener consecuencias fatales, como se analizará más adelante.

-Componentes del peso (P): Cuando el vehículo circula por terreno inclinado el peso se descompone en dos fuerzas. La primera de ellas en sentido longitudinal de las marcha ($P \cdot \sin \theta$) se opone o ayuda al movimiento del automóvil, según éste esté circulando por una pendiente ascendente o descendente. La segunda es en realidad el peso normal a la superficie de rodadura ($P \cdot \cos \theta$), que en el caso de que ésta sea horizontal, es la única componente del peso, sin embargo en éste caso su valor se ve reducido lo que conlleva una disminución de la adherencia. Podemos obviar ésta disminución ya que el ángulo de la pendiente (θ) suele ser muy pequeño en condiciones operativas normales del vehículo.

-Resistencia a la rodadura (R_{rd} y R_{rt}): Aparece por el rozamiento neumático-suelo. Al igual que la fuerza de frenado se opone al movimiento del vehículo pero su magnitud es mucho menor que la de ésta.

3.-ESTADO DEL ARTE

-Acciones aerodinámicas: La resistencia aerodinámica (F_{xa}) solo toma valores relevantes para altas velocidades, en el resto de los casos se puede despreciar frente a las fuerzas de frenado y el error cometido nos mantendrá del lado de la seguridad, por lo que se hace frecuentemente.

La fuerza de sustentación aerodinámica (F_{za}) y el par de cabeceo (M_{ya}) modifican las cargas dinámicas que soportan las ruedas (F_{zd} y F_{zt}) y, en consecuencia, la fuerza adherente. Sin embargo suelen también despreciarse ya que solo son significativas a altas velocidades, en cuyo caso si que es conveniente tenerlas en cuenta ya que si no, nos encontraríamos del lado de la inseguridad.

-Resistencia del motor y transmisión: La resistencia que ofrece la transmisión puede ser despreciada en cálculos normales de frenado.

La resistencia que opone el motor constituye, en muchos casos, un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor cuando está conectado a las ruedas a través de la transmisión, es significativa cuando este gira a gran número de revoluciones pero disminuye su importancia al hacerlo la velocidad, hasta hacerse pequeña en el último intervalo de un proceso de frenado.

En bajadas prolongadas, especialmente para el caso de vehículos pesados, la retención efectuada por el motor es de suma importancia para preservar los elementos de fricción de los frenos de calentamientos y desgastes excesivos. En el caso de convertidores de par no es aprovechable éste fenómeno ya que normalmente éstos no transmiten potencia de las ruedas al motor.

Por último es importante reseñar que en el caso de que se requieran altas deceleraciones ó frenadas de emergencia el motor no sólo no retiene sino que debe ser frenada la inercia que éste lleva por lo que, en estos casos, siempre se debe de desacoplar.

3.2.2.3.2 Condiciones impuestas por la adherencia:

En los procesos de frenado, el bloqueo de las ruedas se produce cuando el coeficiente de rozamiento neumático-calzada disminuye hasta un cierto valor inferior al de máxima adherencia. El bloqueo de las ruedas ocasiona una importante disminución de la fuerza de frenado y, además, puede provocar también la pérdida del control direccional del vehículo, ya que cuando las ruedas se bloquean se ha superado el límite de la adherencia neumático-calzada en dirección longitudinal. En estos casos, para vehículos de dos ejes, se pueden dar dos situaciones:

1.-Si se bloquea el eje trasero: se produce un momento de guiñada que produce una **inestabilidad direccional**, que llevara a que el vehículo gire en torno al eje delantero.

2.-Si se bloquea el eje delantero: en este caso el momento de guiñada oscilara entre valores menores, de forma que el vehículo no llegará a girar. Se produce una **pérdida de control direccional**, que, en general, suele ser menos grave.

Por tanto es de vital importancia evitar el bloqueo de cualquiera de los ejes ya que aunque no se produjera ninguna de las dos situaciones anteriores, la distancia de frenado aumentaría, ya que en todo caso el coeficiente de rozamiento en deslizamiento disminuye. Así pues el aprovechamiento de la adherencia disponible en cada eje constituye un problema crítico en el frenado. Éste aprovechamiento será máximo si el esfuerzo transmitido por el sistema de frenos a cada rueda es proporcional a la carga dinámica que soporta.

3.2.2.3.3 Reparto óptimo de fuerzas de frenado:

Si se tiene en cuenta la figura 11 y las solicitaciones que en ella se representan, planteando los siguientes equilibrios de fuerzas se obtienen:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{zd} = \frac{\left(P \cdot \frac{a}{g} - F_{xa} - P \cdot \sin \theta \right) \cdot h + I_2 \cdot P \cdot \cos \theta}{L}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{zt} = \frac{I_1 \cdot P \cdot \cos \theta - \left(P \cdot \frac{a}{g} - F_{xa} - P \cdot \sin \theta \right) \cdot h}{L}$$

$$\sum F_H = 0 \Rightarrow P \cdot \frac{a}{g} - F_{xa} - P \cdot \sin \theta = F_{fd} + F_{ft} - R_{rd} - R_{rt} = F_f - R_r$$

Con estas tres ecuaciones y teniendo en cuenta que $F_f = \mu \cdot P$ y $R_r = P \cdot \cos \theta \cdot f_r$ se llega a las siguientes expresiones para las fuerzas normales trasera y delantera:

$$F_{zd} = P \cdot \frac{I_2}{L} + P \cdot \frac{h}{L} \cdot (\mu + f_r)$$

$$F_{zt} = P \cdot \frac{I_1}{L} - P \cdot \frac{h}{L} \cdot (\mu + f_r)$$

Donde los primeros sumandos de los segundos miembros representan las cargas estáticas sobre los ejes delantero, y trasero y los segundos sumandos la transferencia de carga desde el eje trasero al delantero.

3.-ESTADO DEL ARTE

Llamando K_{fd} y K_{ft} a las proporciones de esfuerzo de frenado con el que el sistema de frenos actúa sobre las ruedas delanteras y traseras respectivamente, se tiene:

$$K_{fd} = \frac{F_{fd}}{F_f}$$

$$\Rightarrow \text{obviamente} \Rightarrow K_{fd} + K_{ft} = \frac{F_{fd} + F_{ft}}{F_f} = 1$$

$$K_{ft} = \frac{F_{ft}}{F_f}$$

Y a partir de esta expresión se llega a la ecuación del **reparto óptimo de esfuerzos de frenado** entre las ruedas traseras y delanteras:

$$\frac{K_{fd}}{K_{ft}} = \frac{I_2 + h \cdot (\mu + f_r)}{I_1 - h \cdot (\mu + f_r)}$$

Por otro lado si se considera que sólo se transfiere carga entre los dos ejes debido a la inercia causada por la deceleración del centro de gravedad ($F_{zd} = 0$ y $P \cdot \text{Sen}\Theta = 0$), se tiene:

$$F_{zd} = P \cdot \frac{I_2}{L} + \frac{h \cdot P}{L \cdot g} \cdot a \quad (1)$$

$$F_{zt} = P \cdot \frac{I_1}{L} - \frac{h \cdot P}{L \cdot g} \cdot a \quad (2)$$

Como la fuerza de frenado será:

$$F_f = \frac{a}{g} \cdot P - R_r = P \cdot \left(\frac{a}{g} - f_r \right) \Rightarrow F_{fd} = K_{fd} \cdot F_f = K_{fd} \cdot P \cdot \left(\frac{a}{g} - f_r \right) \quad (3)$$

$$F_{ft} = K_{ft} \cdot F_f = K_{ft} \cdot P \cdot \left(\frac{a}{g} - f_r \right) \quad (4)$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Sustituyendo (1) en (3) y haciendo el procedimiento análogo para (2) y (4), se obtienen las siguientes expresiones, que representan las máximas deceleraciones en unidades de g, que pueden sufrir los ejes delantero y trasero respectivamente sin llegar a bloquearse.

$$\left(\frac{a}{g}\right)_d = \frac{\mu \cdot \frac{I_2}{L} + f_r \cdot K_{fd}}{K_{fd} - \mu \cdot \frac{h}{L}}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_t = \frac{\mu \cdot \frac{I_1}{L} + f_r \cdot (1 - K_{fd})}{1 - K_{fd} - \mu \cdot \frac{h}{L}}$$

Si representamos ambas curvas se ve que éstas se cortan en un punto (o), este es el punto de frenado óptimo y en él tenemos la máxima deceleración posible

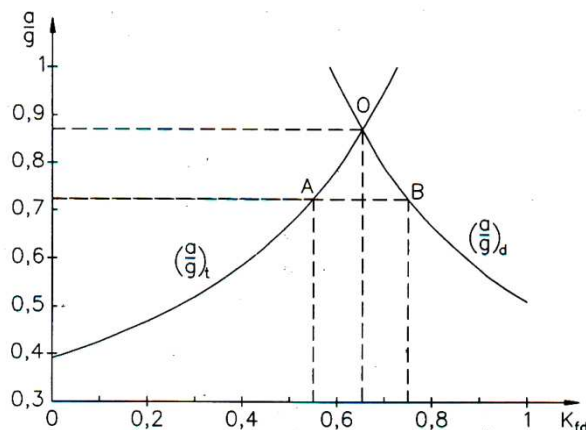


Figura 12: Curvas de frenado para el eje delantero y trasero

sin que se hayan superado los límites que marcan ninguna de las dos curvas. Fijándose en las ecuaciones anteriores se ve como la proporción óptima de frenado depende de la posición del centro de gravedad y de la adherencia de la calzada. De manera que dicho punto cambiara para distintas condiciones de carga del vehículo, ya que variará el centro de gravedad del mismo, además esto se ve agravado en vehículos industriales en los que, es común, que la carga supere el peso del propio vehículo. En la práctica, para vehículos que varíen mucho sus condiciones de carga, se recurre a instalar limitadores o compensadores de frenada que modifican K_{fd} según el estado de la carga, cambiando la relación de presiones en los cilindros de freno delantero y trasero,

3.-ESTADO DEL ARTE

mediante una válvula que modifica sus características cuando la suspensión es deformada por el peso. Sin embargo, en los turismos, las curvas no varían demasiado de la condición de vacío a la de carga por lo que se suele llegar a una condición de compromiso y utilizar suspensiones fijas en las que el punto "O" se sitúa cerca de la posición de vacío del vehículo.

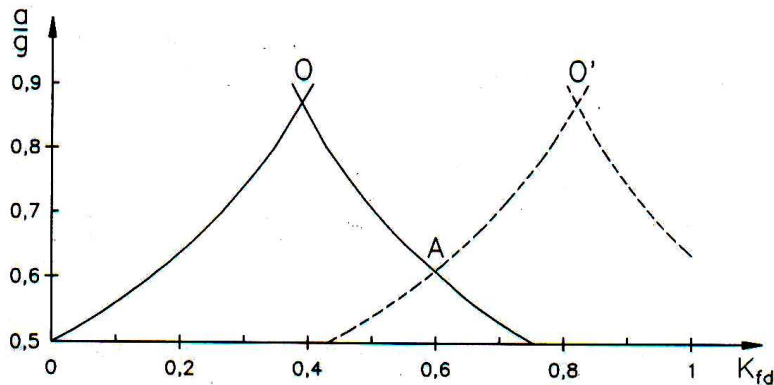


Figura 13: Variación de las curvas de frenado con respecto al estado de carga del vehículo

3.2.2.3.4 El proceso de frenado:

Existen una serie de parámetros a analizar cuando se estudia un proceso de frenado, estos son los siguientes:

-Rendimiento de frenado: Tomando como únicas fuerzas retardadoras del movimiento a las fuerzas de frenado, existe un límite superior a la deceleración máxima para que no se bloqueen las ruedas (1). Pero en la realidad no es posible alcanzar dicho límite debido a, como ya se ha dicho antes, las condiciones de la carga y la variabilidad de la adherencia del piso, por lo que el límite real queda representado con la ecuación (2).

$$(1) \quad \frac{a_{ideal}}{g} = \mu_{max} \Rightarrow \eta_f = \frac{a_{max}}{g \cdot \mu_{max}} \quad (2)$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Sin embargo el límite que se suele usar normalmente es inferior a éste, y es debido a medidas de confort de los ocupantes y de límites para el desplazamiento de la carga. Suele aceptarse un valor de unos 0,3g.

-Distancia de frenado: La distancia para detener el vehículo viene determinada por la siguiente expresión:

$$S_p = \frac{P \cdot \gamma_f}{2 \cdot g \cdot C} \cdot \ln \left(1 + \frac{C \cdot V^2}{\eta_f \cdot \mu \cdot P + P \cdot \sin \theta + P \cdot f_r} \right)$$

Donde: γ_f es el factor de masas rotativas

Se debe tener en cuenta el tiempo que pasa desde que se percibe el obstáculo hasta que el conductor acciona los frenos (t_{rc}), además también existe un tiempo de reacción del sistema de frenos (t_{rs}). Así pues el tiempo total vendrá dado por la siguiente expresión:

$$S_{pt} = S_p + V_1 \cdot (t_{rc} + t_{rs})$$

Donde: $0,5s \leq t_{rc} \leq 2s$

$$t_{rs} \approx 0,3s$$

-Tiempo de frenado: Despreciando la resistencia aerodinámica se puede obtener un tiempo de frenado que mayor a al tiempo real, éste es:

$$t_p = \frac{P \cdot \gamma_f}{g} \cdot \frac{1}{F_f + P \cdot \sin \theta + P \cdot f_r} \cdot (V_1 - V_2)$$

Al cual se debe sumarle, como en el caso anterior, el tiempo de reacción del conductor y del sistema de frenos, luego:

$$t_p = \frac{P \cdot \gamma_f}{g} \cdot \frac{1}{F_f + P \cdot \sin \theta + P \cdot f_r} \cdot (V_1 - V_2) + t_{rc} + t_{rs}$$

-Potencia disipada durante el proceso de frenado: Suponiendo despreciables la resistencia aerodinámica, el efecto de frenado del motor y la resistencia de rodadura obtenemos un resultado para la potencia instantánea que nos deja del lado de la seguridad y que queda como sigue:

$$H = \left(\frac{P \cdot \gamma_f \cdot a}{g} + P \cdot \sin \theta \right) \cdot V$$

3.2.2.3.5 Sistemas ABS (Antiblock System):

En los procesos de frenado es muy importante mantener el sistema neumático-calzada en condiciones de máxima adherencia, como ya se ha dicho, cuando las ruedas se bloquean dicha adherencia disminuye incrementándose la distancia de frenado. Además es prácticamente imposible conseguir condiciones simétricas de reparto de pesos en las cuatro ruedas y de adherencia en todas las zonas de la calzada por lo que no todas las ruedas se bloquearan a la vez. Esto ocasiona la aparición de momentos de guiñada y la posibilidad de pérdida del control direccional y de estabilidad. Para evitar esto surgen los sistemas ABS, cuya finalidad es la de evitar que las ruedas se bloqueen, manteniendo todas ellas en condiciones de máxima adherencia. Por lo tanto un sistema ABS debe ser capaz de detectar el momento en el que se inicia el bloqueo de la rueda, modular la presión del fluido del sistema de frenos del vehículo evitando dicho bloqueo y manteniendo el deslizamiento de la rueda en un intervalo de máxima adherencia y dejar de actuar cuando desaparecen las condiciones que originaron el riesgo de bloqueo.

3.2.3 DINAMICA LATERAL

El comportamiento direccional del vehículo viene definido por las acciones que el conductor realiza sobre el volante y por las que el medio externo ejerce sobre el vehículo, como pueden ser el aire, irregularidades en el firme, etc. En el primer caso, el sistema de dirección, debe ser capaz de permitir al conductor un fácil control del vehículo para elegir la trayectoria deseada, mientras que en el segundo está relacionado con el movimiento lateral, debiendo ser robusto y estable frente a perturbaciones externas, absorbiendo los transitorios originados por las condiciones de rodadura y por los cambios de dirección que el conductor pueda efectuar.

Las variables principales que definen el comportamiento lateral del vehículo son la **velocidad lateral**, la **velocidad de guiñada (ψ)** y la **velocidad de balanceo (Φ)**.

Mientras que los factores constructivos fundamentales que determinan las características direccionales del mismo son:

-**Dimensionales:** Distancia entre ejes, vía.

-**Reparto de masas:** Posición del centro de gravedad, relación masa suspendida/no suspendida.

-**Aerodinámicas:** Coeficientes aerodinámicos de fuerza lateral y momento de guiñada.

-**Neumáticos:** Características laterales (rigidez de deriva y su variación en función de la carga) y esfuerzos transversales.

-**Suspensión:** Características geométricas y dinámicas.

3.-ESTADO DEL ARTE

-**Factores externos o características del medio**, que afectan al comportamiento lateral del vehículo son el ángulo de incidencia del aire, las irregularidades de la calzada, el radio de curva y peralte de la calzada y el coeficiente de adherencia.

-**Velocidad:** Es un factor importante ya que puede existir un valor crítico de la misma a partir del cual, el vehículo, presenta un comportamiento inestable.

3.2.3.1 Geometría de la dirección:

A continuación se muestra un esquema de la geometría de la dirección para un vehículo de dos ejes. Partiremos de éste para hacer los sucesivos análisis.

Comenzaremos haciendo un estudio de la geometría de la dirección para bajas velocidades, de forma que la fuerza centrífuga puede considerarse despreciable y los ángulos de deriva de los neumáticos y la transferencia de carga entre ruedas de un mismo eje serán nulos.

3.2.3.1.1 Condición de Ackerman:

A la hora de diseñar un sistema de dirección, buscaremos conseguir que el deslizamiento entre neumático y suelo sea mínimo, para esto es necesario que las ruedas se orienten de forma que no exista deslizamiento transversal, o lo que es lo mismo, que todas se orienten siguiendo trayectorias con centro instantáneo de rotación común.

3.-ESTADO DEL ARTE

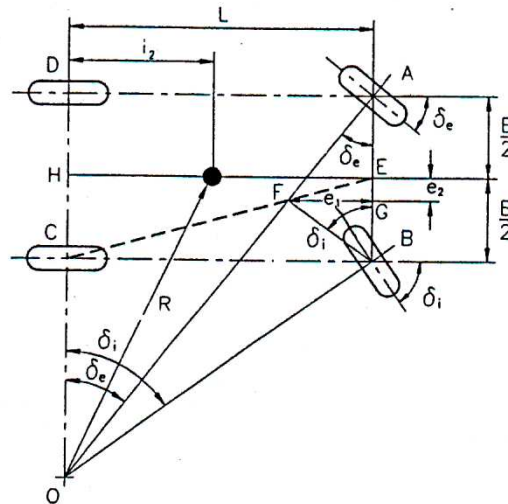


Figura 14: Orientación ideal de las ruedas en curva para que no exista deslizamiento

Como las ruedas traseras no giran, se debe lograr que las delanteras giren de forma que sus perpendiculares se corten en dicho centro, es decir, que la rueda interior debe girar más que la exterior (esto se puede apreciar claramente en la representación anterior donde CIR = 0). Luego aplicando principios de geometría tenemos que:

$$\text{Cotg } \delta_i = \frac{L_{oc}}{L}$$

$$\Rightarrow \text{Cotg } \delta_i + \text{Cotg } \delta_e = \frac{B}{L}$$

$$\text{Cotg } \delta_e = \frac{L_{oc} + B}{L}$$

La anterior ecuación recibe el nombre de condición de Ackerman para la geometría de la dirección. Se pueden representar los distintos puntos F que se obtienen para cada par de giros en una dirección real y se obtendrá así una curva que nos da la desviación (error) respecto de la condición ideal de Ackerman, o lo que es lo mismo, el mayor o menor deslizamiento que se dará entre el neumático y el suelo. Esta curva recibe el nombre de **curva de error**. A continuación se representa dicha curva para un modelo de geometría de dirección formada por un cuadrilátero articulado.

3.-ESTADO DEL ARTE

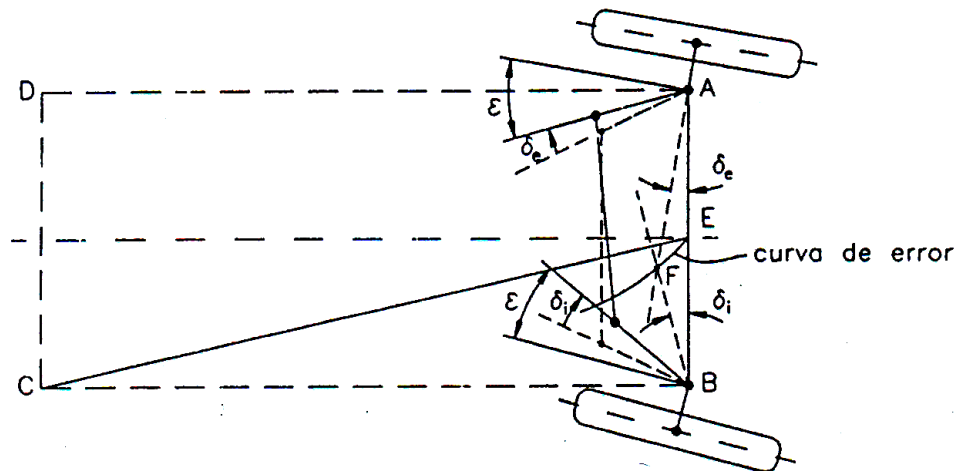


Figura 15: Curva de error

El mecanismo de dirección con timonería en disposición de cuadrilátero articulado es demasiado simple y únicamente aplicable en vehículos con suspensión con puente rígido del eje directriz, utilizada únicamente en algunos vehículos industriales. En turismos y otros tipos de vehículos las suspensiones utilizadas son más complejas. Cabe destacar el sistema de **dirección con suspensión independiente**, en cuyo caso el eje directriz se divide en dos partes independientes, como se muestra en la figura 16. En este y en cualquier otro tipo también se podría definir una curva de error que representara el deslizamiento del neumático.

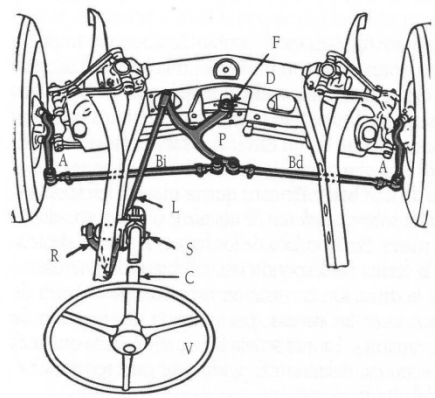


Figura 16: Sistema de dirección con suspensión independiente.

3.-ESTADO DEL ARTE

Como ya se ha comentado, las distintas suspensiones tienen una fuerte influencia sobre la desviación respecto de la condición de Ackerman de la dirección. Provocan un incremento de deslizamiento con la consiguiente aparición de ángulos de deriva en los neumáticos y tienen gran influencia en el momento autoalineante. En el caso de una dirección que cumpla con la condición de Ackerman se produce un momento autoalineante que crece con el ángulo de dirección.

En vehículos de más de dos ejes no es posible evitar el deslizamiento, ya que no es viable conseguir un CIR común en el giro.

Por último, conviene dejar claro que, aunque se cumpla la condición de Ackerman, siempre existirá deslizamiento debido a los ángulos de dirección. Estos se explican en el punto siguiente.

3.2.3.2 Maniobrabilidad del vehículo:

Al maniobrar un vehículo a baja velocidad, debe ser capaz de circular en el interior de dos superficies cilíndricas coaxiales que vienen definidas por la reglamentación, debe quedar inscrito totalmente. Así podemos definir el parámetro llamado **desviación de rodadas** como el desplazamiento lateral experimentado por la trayectoria del centro del eje más retrasado respecto al más adelantado del vehículo. El cual queda definido por la siguiente expresión para vehículos de dos ejes:

$$DR_1 = R_1 - R_2 = R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2}$$

3.2.3.3 Circulación en curva:

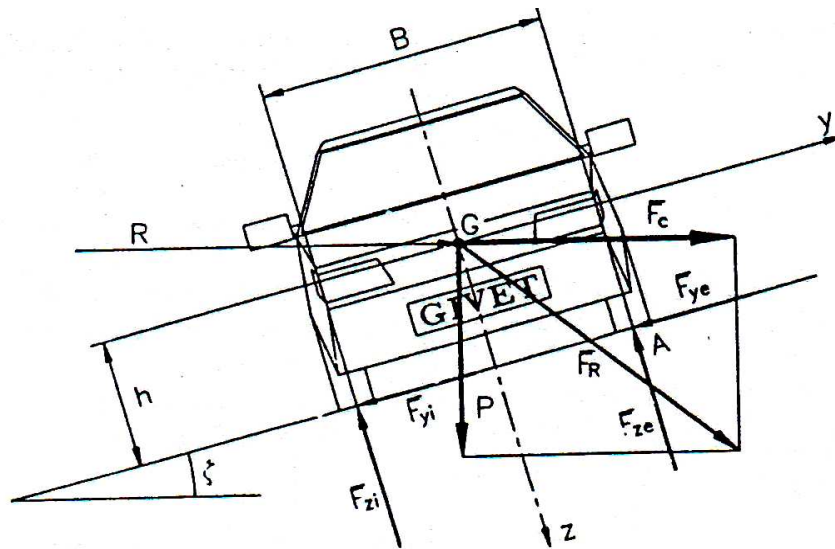


Figura 17: Fuerzas que actúan sobre un vehículo circulando en curva.

Cuando un vehículo se encuentra circulando en curva a velocidad apreciable la aceleración centrífuga no se puede despreciar, como ocurría para el caso de bajas velocidades. Por tanto aparece una fuerza centrífuga que es compensada de dos formas, mediante la aparición de fuerzas en la interfase neumático-calzada y mediante la aparición de un momento de vuelco. Para las primeras existirá una velocidad límite a partir de la cual se perderá la adherencia, mientras que en el segundo caso habrá también un límite a partir del cual dicho momento tomara valores muy elevados provocando el vuelco del vehículo. Vamos a estudiar estos dos límites partiendo del esquema de solicitaciones mostrado en la figura 17.

3.2.3.3.1 Velocidad límite de derrape:

La velocidad a partir de la cual se podrá producir el derrape del vehículo se puede determinar de forma aproximada como sigue:

$$F_z = F_{zi} + F_{ze} = P \cdot \cos \xi + F_c \cdot \sin \xi$$

$$F_y = F_{yi} + F_{ye} = -P \cdot \sin \xi + F_c \cdot \cos \xi$$

Las fuerzas normales a la superficie de rodadura se relacionan con las fuerzas en la dirección “Y” de la siguiente forma: $(F_{zi} + F_{ze}) \cdot \mu_y = F_{yi} + F_{ye}$ con lo que se tiene:

$$(P \cdot \cos \xi + F_c \cdot \sin \xi) \cdot \mu_y = -P \cdot \sin \xi + F_c \cdot \cos \xi \quad (1)$$

Por otro lado se tiene la fuerza centrífuga que se expresa mediante la siguiente relación:

$$F_c = \frac{m \cdot V^2}{R} \rightarrow F_c = \frac{P \cdot V^2}{g \cdot R} \quad (2)$$

Con las ecuaciones (1) y (2) y haciendo $\mu_y = \mu_{\max}$ se obtiene la velocidad buscada:

$$V_{ld} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\mu_{y\max} + \operatorname{tg} \xi)}{1 - \mu_{y\max} \cdot \operatorname{tg} \xi}}$$

Que en el caso de que el peralte de la curva sea nulo, queda de la siguiente forma:

$$V_{id}(\xi = 0) = \sqrt{g \cdot R \cdot \mu_{y\max}}$$

3.2.3.3.2 Velocidad límite de vuelco:

Fijándose en el gráfico anterior del coche, la condición límite de vuelco estará sobrepasada cuando la fuerza F_R corte a la superficie de rodadura más allá del punto exterior de la huella de contacto del neumático exterior. Se obtiene dicho límite analíticamente. La condición de vuelco será:

$$\frac{F_y}{F_z} = \frac{-P \cdot \sin \zeta + F_c \cdot \cos \zeta}{P \cdot \cos \zeta + F_c \cdot \sin \zeta} \approx \frac{B}{2 \cdot h}$$

$$F_c = \frac{P \cdot V^2}{g \cdot R}$$

Con las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$V_{ld} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{B}{2 \cdot h} + \operatorname{tg} \zeta \right)}{1 - \frac{B}{2 \cdot h} \cdot \operatorname{tg} \zeta}}$$

Al igual que en el caso anterior si la curva no tiene peralte la expresión queda:

$$V_{ld} (\zeta = 0) = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{B}{2 \cdot h}}$$

3.2.3.3.3 Consideraciones acerca de las velocidades anteriores:

Si se observan las expresiones obtenidas para cada una de las velocidades anteriores, se ve claramente que se puede pasar de una a otra sin más que cambiar μ_{\max} por $\frac{B}{2 \cdot h}$ y viceversa, por tanto se puede comparar ambos límites de la siguiente forma:

- Si $\mu_{y\max} = \frac{B}{2 \cdot h}$ ambas velocidades serán iguales por lo que el fenómeno del vuelco y el de derrape ocurrirán de forma simultanea.
- Si $\mu_{y\max} > \frac{B}{2 \cdot h}$ la velocidad de derrape será mayor que la de vuelco, por lo que el vehículo volcaría, si se alcanza dicho límite, sin llegar a derrapar. Este fenómeno se da en vehículos que tengan el centro de gravedad a una altura elevada cuando la adherencia de la vía sea suficiente. Normalmente estas características las cumplen los vehículos industriales circulando sobre pavimento seco.
- Si $\mu_{y\max} < \frac{B}{2 \cdot h}$ estamos en el caso contrario al anterior, el límite de vuelco es mayor que el de derrape, por lo que sucederá primero esto último. Este fenómeno se suele dar en turismos y vehículos industriales cuando la adherencia no es suficiente.

3.2.3.3.4 Consideraciones acerca de $\mu_{\text{máx}}$:

El valor de $\mu_{\text{ymáx}}$ dependerá, en gran medida, de la sollicitación que se haga del neumático en dirección longitudinal ya que, como ya se ha comentado anteriormente, la adherencia total está limitada, repartiéndose en las dos direcciones de la superficie de rodadura. Además, aunque para obtener los anteriores límites hayamos supuesto que el ángulo de deriva no varía de un neumático a otro, esto no es cierto en la realidad, pero en general la variación es pequeña.

3.2.3.4 Comportamiento direccional del vehículo en régimen estacionario:

El comportamiento direccional viene dado por el sistema conductor-vehículo, esto introduce un alto grado de incertidumbre en el comportamiento de éste último ya que la forma de conducir de cada persona es única e impredecible. Por ello, para éste análisis, obviaremos la influencia del conductor, estudiando el vehículo por separado.

Las dos variables principales que determinan el comportamiento direccional del vehículo son: los ángulos girados por las ruedas directrices como respuesta a la actuación del conductor sobre el volante y los ángulos de deriva de los neumáticos. Estos últimos toman valores no nulos cuando existen fuerzas laterales aplicadas sobre el vehículo que propician la aparición de fuerzas de adherencia neumático-calzada.

3.2.3.4.1 Coeficiente de viraje (K_v):

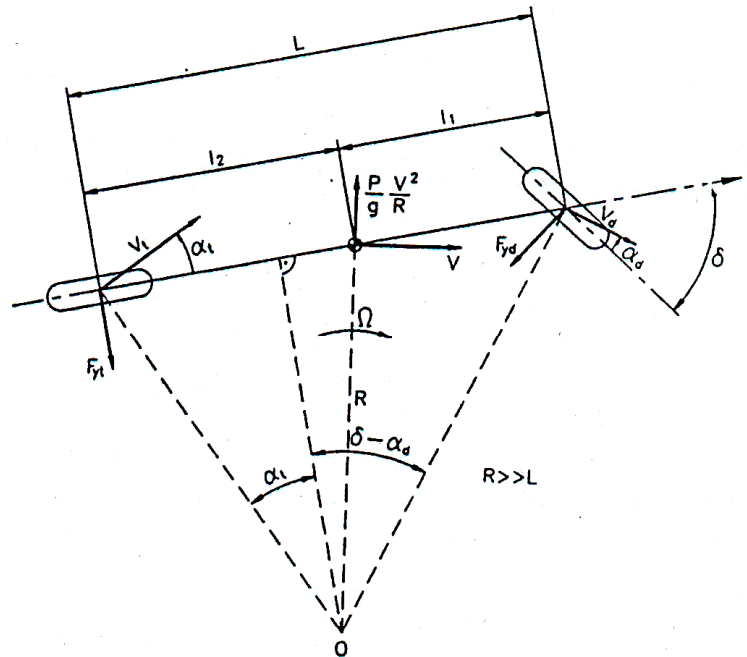


Figura 18: Modelo lineal para el cálculo de K_v .

Para el cálculo del coeficiente de viraje supondremos condiciones estacionarias que serán la velocidad y el radio de la curva constantes durante todo el giro. Además utilizaremos el modelo lineal de dos ruedas mostrado en la figura 18 con el fin de simplificar los cálculos. Como se puede ver en él, el vehículo gira con velocidad angular constante en torno a un eje de rotación fijo, por lo que estará sometido a una fuerza centrífuga, la cual es compensada por fuerzas laterales de adherencia en los neumáticos. Estas fuerzas provocan la aparición del fenómeno de deriva. Además supondremos que el radio de la curva es muy superior a la batalla del vehículo. Teniendo en cuenta todo lo dicho anteriormente vamos a obtener el coeficiente buscado. Si nos fijamos en la figura 18 se tiene:

$$\delta - \alpha_d + \alpha_t \approx \frac{L}{R} \Rightarrow \delta \approx \alpha_d - \alpha_t + \frac{L}{R} \quad (1)$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Suponiendo que la fuerza centrífuga actúa en dirección perpendicular al plano longitudinal del vehículo y que los ángulos de dirección son pequeños:

$$\Sigma M_{ruedatrasera} = 0 \Rightarrow F_{yd} \approx \frac{I_2 \cdot P \cdot V^2}{g \cdot R \cdot L}$$

$$\Sigma M_{ruedadelantera} = 0 \Rightarrow F_{yt} \approx \frac{I_1 \cdot P \cdot V^2}{g \cdot R \cdot L}$$

Si introducimos los pesos en condiciones de reposo en las ruedas delantera (P_d y P_t) y trasera en las anteriores expresiones tenemos:

$$F_{yd} \approx \frac{2 \cdot P_d \cdot V^2}{g \cdot R}$$

$$F_{yt} \approx \frac{2 \cdot P_t \cdot V^2}{g \cdot R}$$

Y como $\alpha = \frac{F_y}{K_a}$ donde K_a es la rigidez de deriva de un neumático, suponiendo

que el neumático tiene doble rigidez ya que representa a los dos de su eje, obtenemos las siguientes expresiones:

$$\alpha_d = \frac{F_{yd}}{2 \cdot K_{\alpha d}} = \frac{P_d \cdot V^2}{g \cdot R \cdot K_{\alpha d}}$$

$$\alpha_t = \frac{F_{yt}}{2 \cdot K_{\alpha t}} = \frac{P_t \cdot V^2}{g \cdot R \cdot K_{\alpha t}}$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Sustituyendo estos valores en (1) se obtiene:

$$\delta = \frac{L}{R} + \left(\frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \right) \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \rightarrow \delta = \frac{L}{R} + K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$$

Donde K_v es el coeficiente de viraje buscado, cuyo valor es:

$$K_v = \frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}}$$

3.2.3.4.2 Respuesta direccional:

El comportamiento direccional del vehículo viene condicionado por el valor del coeficiente de viraje, así podemos distinguir tres casos diferentes:

- $K_v = 0 \Rightarrow \delta = \frac{L}{R}$ Cuando δ es independiente de V el vehículo es **neutro**

- $K_v > 0 \Rightarrow \delta = \frac{L}{R} + K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$ Cuando δ crece al hacerlo V el vehículo es

subvirador

- $K_v < 0 \Rightarrow \delta = \frac{L}{R} + K_v \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$ Cuando δ decrece al hacerlo V el vehículo es

sobrevirador

3.-ESTADO DEL ARTE

Estos comportamientos se aprecian con claridad en la siguiente gráfica:

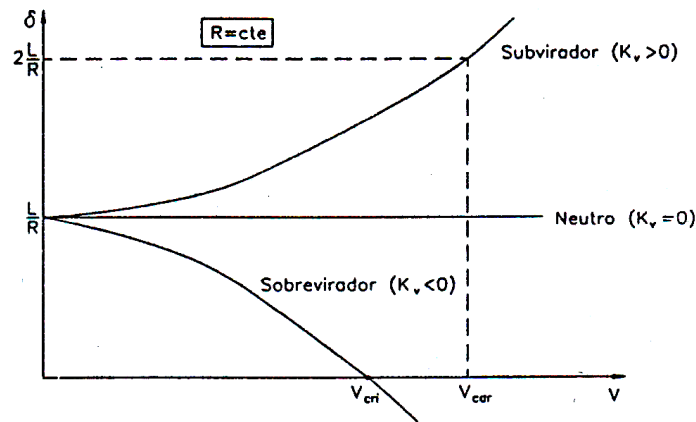


Figura 19: Respuesta direccional de vehículos subviradores, neutros y sobreviradores.

Un vehículo neutro describirá una trayectoria de radio constante, mientras que uno sobrevirador describirá una trayectoria de radio decreciente con la velocidad y uno subvirador describirá una trayectoria de radio creciente con la velocidad.

En los vehículos sobreviradores el ángulo de guiado puede llegar a hacerse negativo a partir de un cierto valor de V , lo que produciría inestabilidad direccional y, además, implicaría que el conductor tendría que girar el volante en sentido contrario al de la curva, lo cual es totalmente indeseable. Sin embargo, en los vehículos subviradores a pesar de tener una respuesta direccional menos sensitiva, el volante siempre tendrá que ser girado en el sentido de la curva para todo el intervalo de velocidades, aunque la proporción de giro deberá incrementarse con la velocidad. Por último, los vehículos neutros presentan el problema de que al sufrir ligeros cambios pueden pasar a presentar comportamiento de vehículo sobrevirador. Por tanto los vehículos actuales se suelen diseñar para que presenten un ligero comportamiento subvirador.

Para finalizar cabe comentar que, ligeros cambios en la distribución de masas del vehículo así como la utilización de alguna rueda diferente o la variación de presiones de estas con respecto a la recomendada por el fabricante, puede cambiar el comportamiento del automóvil con el peligro que esto conlleva.

3.2.3.4.3 Distintos parámetros según la respuesta direccional del vehículo:

La respuesta direccional del vehículo influye en gran medida en la variación de ciertos parámetros, como son:

-**La ganancia de aceleración lateral:** crece con V siendo mucho mayor éste crecimiento para los vehículos sobreviradores e inferior para los subviradores. Ello muestra la mayor sensibilidad direccional de los primeros.

-**La ganancia de velocidad de guiñada:** el comportamiento es análogo al del caso anterior.

-**La ganancia de curvatura:** se vuelve a comportar análogamente a los dos casos anteriores.

3.2.4 DINAMICA VERTICAL

3.2.4.1 Modelización del sistema de suspensión:

Con el fin de establecer los criterios fundamentales para el dimensionamiento de un sistema de suspensión se va a analizar un modelo simplificado de un grado de libertad constituido por un resorte y un amortiguador en paralelo, dicho sistema se representa a continuación.

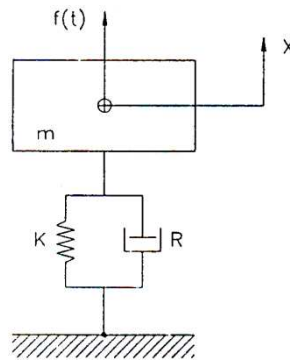


Figura 20: Modelo de un grado de libertad de un sistema de suspensión.

Teniendo en cuenta las ecuaciones de la fuerza producida en un resorte y en un amortiguador, la expresión del movimiento para nuestro sistema de suspensión queda como sigue:

$$M \cdot x'' + R \cdot x' + K \cdot x = F(t)$$

Suponiendo que no existe excitación externa ($F(t) = 0$) tenemos:

$$M \cdot x'' + R \cdot x' + K \cdot x = 0$$

Imponiendo para la anterior ecuación diferencial una solución del tipo $x = C \cdot e^{\omega t}$, podemos resolver la ecuación característica:

$$M \cdot \omega'' + R \cdot \omega' + K \cdot \omega = 0$$

3.-ESTADO DEL ARTE

Cuyas soluciones quedan como sigue:

$$\omega_{1,2} = -\frac{R}{2 \cdot M} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2 \cdot M}\right)^2 - \frac{K}{M}}$$

Y en el caso de que no haya amortiguamiento ($R = 0$) queda:

$$\omega_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{K}{M}}$$

Sustituyendo los valores obtenidos para ω en la solución que habíamos impuesto, esta nos queda de la siguiente forma:

$$X = e^{-\frac{R}{2 \cdot M} t} \cdot (A \cdot e^{I \cdot t} + B \cdot e^{-I \cdot t})$$

Donde $I = \sqrt{\left(\frac{R}{2 \cdot M}\right)^2 - \frac{K}{M}}$ es un parámetro de suma importancia ya que

define la forma de actuar de la suspensión, dependiendo de si toma valores reales, nulos o imaginarios. Esto se puede ver con claridad en la figura 21 donde se muestran las respuestas de tres sistemas, uno con I real, otro con I imaginaria y otro con I nula, ante un desplazamiento inicial de valor x_0 .

3.-ESTADO DEL ARTE

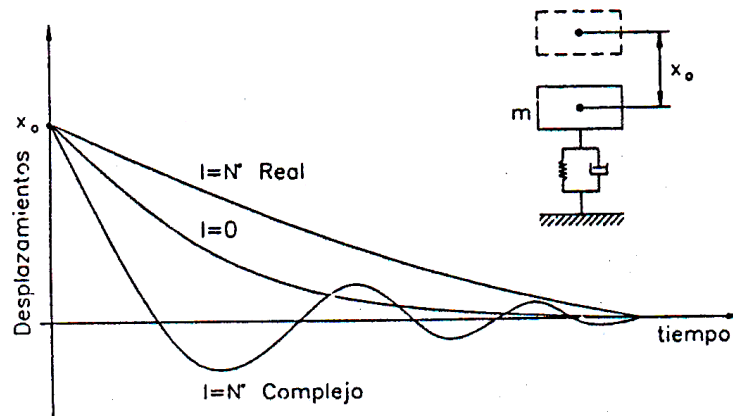


Figura 21: Distintos comportamientos de la suspensión según el valor de I .

Como se aprecia en la gráfica tanto en el caso de que I sea real como nulo la masa “ m ” va descendiendo poco a poco hasta volver a su posición de equilibrio, sin embargo si I es un número imaginario puro, la masa realiza un movimiento oscilatorio que va perdiendo amplitud hasta llegar a su posición de equilibrio. En el caso de vehículos automóviles, es deseable que ocurra esto último, por lo que la condición que se debe cumplir es $\left(\frac{R}{2 \cdot M}\right)^2 < \frac{K}{M}$ cuyo límite viene dado por $\left(\frac{R}{2 \cdot M}\right)^2 = \frac{K}{M}$ y el valor de R debe ser:

$$R = 2 \cdot M \cdot \sqrt{\frac{K}{M}} = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} = R_{cri}$$

Este valor de R recibe el nombre de R crítico y marcará el límite superior de R para el que las frecuencias fundamentales de vibración de la suspensión son números imaginarios puros. Dichas frecuencias se expresan de la siguiente forma en el caso de sistemas amortiguados (en este caso se le denomina **factor de amortiguamiento**) y no amortiguados respectivamente:

$$\omega_{amort} = \sqrt{\frac{K}{M} - \left(\frac{R}{2 \cdot M}\right)^2} = \omega_n$$

$$\omega_{noamort} = \sqrt{\frac{K}{M}} = \omega$$

3.2.4.1.1 Predimensionado del sistema de suspensión:

La frecuencia fundamental de un sistema de suspensión debe tener un valor cercano a 1Hz. Teniendo en cuenta esto podemos obtener el valor de K de la siguiente forma:

$$1\text{Hz} = \frac{\sqrt{K/M}}{2 \cdot \pi} \Rightarrow K = 4 \cdot \pi^2 \cdot M \quad \text{(paso 1º: obtención de K)}$$

Por otro lado el amortiguamiento debe tener un valor del orden de 0,25 y se define como: $\xi = \frac{R}{R_{cri}}$ por tanto el segundo paso será obtener el valor de R mediante la ecuación siguiente:

$$0,25 = \frac{R}{R_{cri}} \Rightarrow R = 0,25 \cdot R_{cri} \Rightarrow R = 0,5 \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{(paso 2º: obtención de R)}$$

A continuación se puede obtener el valor del factor de amortiguamiento partiendo de los valores de K y R calculados anteriormente:

$$\omega = 0,5 \cdot \pi \sqrt{\frac{K}{M} - \left(\frac{R}{2 \cdot M} \right)^2} \quad \text{(paso 3º: obtención de } \omega_n \text{)}$$

Por último se simulará el comportamiento del sistema para el caso de que si que existan solicitaciones externas. En una primera etapa se estudiará el sistema sometido a su peso propio, por lo que la ecuación del movimiento quedará de la siguiente forma:

$$M \cdot x'' + R \cdot x' + K \cdot x = -M \cdot g \quad \text{(paso 4º: simulación con solicitaciones externas)}$$

3.-ESTADO DEL ARTE

El resultado que se obtiene será una grafica como la que sigue, este comportamiento es muy similar al que tienen los sistemas de suspensión de los automóviles reales.

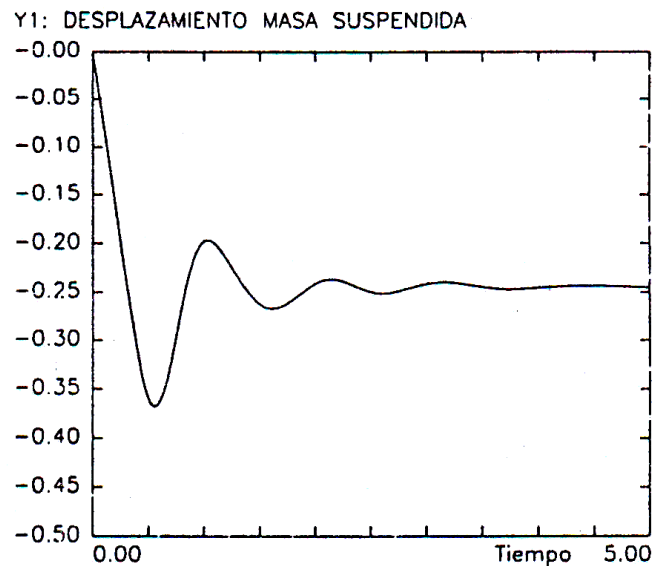


Figura 22: Comportamiento de la masa suspendida frente al tiempo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS: [APA95], [ARI05], [BAS93] y [GIL92]

3.3 MARCO LEGAL

3.3.1 Antecedentes:

Previo a la Instrucción realizada por el Área de Explotación de la Subdirección General de Conservación y Explotación de la Dirección General de Carreteras del Ministerio de Fomento, se realizó un estudio de las experiencias internacionales, algunas de las cuales se indican a continuación junto a las normativas nacionales previas a dicha Instrucción de los dispositivos de reducción de velocidad.

Clave para la puesta en marcha de la normativa fueron los ensayos realizados en el INTA que más adelante se indican.

3.3.1.1 Experiencia internacional:

- El “Codice della Strada” (Italia) menciona este tipo de dispositivos en el art. 179.3, refiriéndose a los “sistemas de desaceleración por efecto acústico obtenidos por escarificación del pavimento”, estableciendo algunas directrices para su implantación.
- El CERTU francés, a falta de reglamentación, tiene desarrolladas unas recomendaciones que regulan la separación de las bandas en función de su ubicación (carretera o zona urbana). Su resalte sobre el nivel de la calzada no debe rebasar los 1,5 cm., pudiéndose colorear para aumentar su percepción.
- En el Reino Unido existen unas recomendaciones del Departamento de Transportes de Londres que regulan estos dispositivos. En ellas se aconsejan alturas máximas de 15 mm con una cara vertical no mayor a 6 mm, colocadas en grupos, comprendiendo cada grupo de 2 a 5

3.-ESTADO DEL ARTE

bandas. Asimismo recomiendan dejar una separación en el borde de la calzada para el paso de ciclistas (de 75 a 100 cm).

- En Latinoamérica se advierte el comienzo de una reacción en el campo técnico y normativo, erigiéndose Brasil como paradigma regional: el Consejo Nacional de Tránsito (CONTRAN) en su resolución 39 de mayo-98, regula las denominadas “ondulaciones transversales” y los “sonorizadores”, asimilándose estos últimos a las bandas sonoras. Estos sonorizadores deberán tener una altura máxima de 2,5 cm y un ancho que ocupe toda la calzada.

3.3.1.2 Normativas nacionales:

Teniendo en cuenta que hasta el año 2003 no fueron ni siquiera citados los reductores de velocidad en la legislación de tráfico, se ha venido funcionando en nuestro país, siguiendo unas reglas de buena práctica; con resultados variables, en función del tipo de dispositivo, de su ubicación y de su señalización.

Hasta ahora, solo en algunas Comunidades Autónomas estos reductores de velocidad eran regulados por normativas autonómicas, de las que destacamos las siguientes:

- Orden Foral 787/2001, 10 de Septiembre, del Consejero de Obras Públicas, Transportes y Comunicaciones, por la que se aprueba la “Normativa Técnica para la Instalación de Pasos Peatonales Sobreelevados (ralentizadores de velocidad) en las Travesías de la Red Carreteras de Navarra.
- Orden de 11 de Octubre de 2002, de la Conserjería de Obras Públicas, Vivienda y Transportes, sobre condiciones de la autorización para la

3.-ESTADO DEL ARTE

instalación de pasos peatonales sobreelevados en las Travesías de la Red Nacional de Carreteras de la región de Murcia.

- Orden de 17 de febrero de 2004, de la Conserjería de Transportes e Infraestructuras por la que se aprueban los requisitos técnicos para el proyecto y construcción de las medidas para moderar la velocidad en las travesías de la Red de Carreteras de la Comunidad de Madrid.

3.3.1.3 Ensayos realizados con reductores prefabricados

El Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA) fue escenario de una serie de pruebas para evaluar distintos tipos de dispositivos reductores de velocidad.

En estas pruebas, los vehículos realizaron varias pasadas sobre dispositivos prefabricados de 3,5 y 7 cm. Lo hacían a diferentes velocidades en progresión de escalones de 10 en 10 Km/h.

Tanto a los conductores como a los pasajeros se les preguntaba después cuáles habían sido sus sensaciones (como el nivel de confort o brusquedad al pasar por el dispositivo a determinada velocidad, etc.).

También se motorizaron los ruidos, tanto desde dentro del vehículo como el percibido desde el exterior, así como las aceleraciones verticales sufridas por los vehículos a su paso por los reductores.

Todos los parámetros valorados se analizaron estadísticamente. Finalmente se redactaron unas conclusiones que han sido de recomendaciones para el Ministerio de Fomento en la elaboración de la Instrucción Técnica.

REFERENCIA BIBLIOGRAFICA: [BAN09], [BOC04], [BOR02], [REC06] Y [REV09].

3.3.2 Normativa Actual

“ORDEN FOM/3053/2008, de 23 de septiembre, por la que se aprueba la Instrucción Técnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta en carreteras de la Red de Carreteras del Estado.”

El objeto de esta norma es el establecimiento de los criterios básicos que deben ser considerados en el proyecto y la ejecución e instalación de «reductores de velocidad» (RDV) y «bandas transversales de alerta» (BTA).

En general se consideran dos tipos diferenciados de dispositivos: aquellos en los que la finalidad es mantener una velocidad reducida de circulación a lo largo de ciertos tramos, y aquellos en los que la finalidad es la advertencia a los usuarios de la necesidad de realizar alguna acción preventiva (por ejemplo: reducir la velocidad).

El primer grupo lo componen los «reductores de velocidad» - colocados sobre la superficie de rodadura - cuyas ventajas destacadas son el mantenimiento efectivo de la velocidad en valores reducidos a lo largo de ciertos tramos de vía y la identificación y protección de los pasos de peatones. El segundo grupo lo componen las bandas transversales de alerta.

Esta norma básica será de aplicación en todos aquellos puntos de la Red de Carreteras del Estado donde sea necesaria la instalación de «reductores de velocidad (RDV)» y «bandas transversales de alerta (BTA)».

En este proyecto centraremos el estudio en los reductores de velocidad. Son dispositivos colocados sobre la superficie de rodadura, cuya finalidad es la de mantener unas velocidades de circulación reducidas a lo largo de ciertos tramos de vía.

3.-ESTADO DEL ARTE

Su efectividad reside en el hecho de crear una aceleración vertical en los vehículos al atravesar los dispositivos, que transmite incomodidad a los conductores y ocupantes cuando se circula a velocidades superiores a las establecidas.

3.3.2.1 Tipos de reductores de velocidad

Los Reductores de Velocidad (RDV), más comúnmente utilizados, se clasifican, atendiendo a su geometría, en los siguientes tipos:

- ❖ Reductores de velocidad de sección transversal trapezoidal (paso peatonal sobreelevado):

Estos dispositivos cumplen la función de pasos peatonales, situándose su rasante a un nivel ligeramente superior al del firme. A efectos legales le son de aplicación las disposiciones vigentes relativas tanto a pasos de peatones como a reductores de velocidad.

- ❖ Reductores de velocidad de lomo de asno:

Son dispositivos de sección transversal de segmento circular.

Atendiendo a su ejecución, se pueden diferenciar los siguientes:

- ❖ Ejecutados totalmente in situ.
- ❖ Prefabricados.

3.3.2.2 Ubicación

Los reductores de velocidad tienen como misión mantener una velocidad que ya debería haberse visto reducida con otras medidas (por ejemplo: señalización, glorietas, etc.), normalmente dispuestas al principio de la travesía o tramo.

La distancia entre reductores de velocidad consecutivos deberá estar comprendida entre 50 y 200 m, si bien se procurará que no supere los 150 m.

3.3.2.3 Limitaciones

No podrán instalarse reductores de velocidad salvo justificación técnica en los siguientes casos:

- En los tramos de la red que no tengan consideración de travesía. A estos efectos, podrán considerarse como travesías aquellos tramos cuyo régimen de circulación, tráfico y usos sean similares al de éstas (por ejemplo, proximidades de rotondas en entornos periurbanos de las carreteras denominadas «vía parque», rondas urbanas, penetraciones urbanas, etc.), y su velocidad sea inferior a 50 km/h.
- En los primeros 50 metros del comienzo de la travesía, cuando no exista «puerta de entrada» (sección en la que se garantiza una velocidad moderada).
- En travesías cuya longitud sea inferior a 200 m.
- En puntos donde el 85% de los vehículos supere los 60 km/h.

3.-ESTADO DEL ARTE

- En los puentes o túneles u otras obras de fábrica singulares, y en los 25 m anteriores o posteriores.
- En los tramos de travesías con pendiente superior al 5 por ciento.
- En los tramos de travesías en que existan más de 2 carriles de circulación, salvo que exista mediana no franqueable de separación de sentidos.
- En tramos de travesías con IMD (intensidad media diaria) superior a 5.000 vehículos, o una intensidad horaria punta superior a 300 vehículos.
- En tramos de travesía con una IMD de vehículos pesados superior a 300 vehículos.
- En las proximidades de las intersecciones no se colocarán reductores de velocidad del tipo «lomo de asno» para evitar que los peatones puedan confundirlos con pasos peatonales. En este caso sólo pueden ser utilizados los Reductores de Velocidad de tipo trapezoidal, siempre que existan pasos de peatones.

3.3.2.4 Reductores de Velocidad de sección transversal trapezoidal (paso peatonal sobreelevado)

3.3.2.4.1 Materiales de Construcción

Los criterios de diseño de los reductores de velocidad son quizá uno de los aspectos más relevantes en lo que a la nueva normativa estatal se refiere.

La calidad de los materiales empleados en la construcción deberá garantizar su estabilidad, unión a la calzada, indeformabilidad y durabilidad.

3.-ESTADO DEL ARTE

Para los reductores de velocidad fabricados « in situ » se consideran como materiales adecuados el hormigón, cuya textura superficial estará comprendida entre 0,6-0,9 según la norma NLT-335, ó, materiales de componente asfáltico. El coeficiente de rozamiento superficial para los fabricados con componentes asfálticos será al menos del 65% según la especificación para la calidad de obra terminada indicada en los Art. 540, 542 y 543 del PG3 (pliego de prescripciones técnicas generales para obras de carreteras y puentes).

3.3.2.4.2 Geometría

Para la implantación en tramos donde las velocidades requeridas estén comprendidas entre 30 y 50 km/h, las características geométricas serán:

El perfil longitudinal del reductor de velocidad trapezoidal comprende una zona sobreelevada y dos partes en pendiente, llamadas rampas, formando un trapecio.

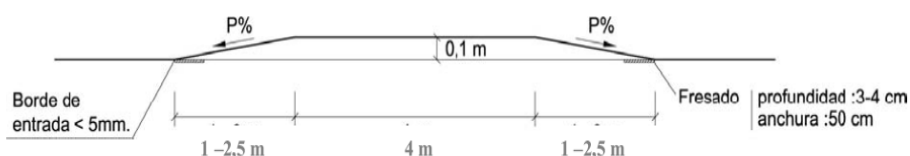


Figura 23: Dimensiones de un paso peatonal sobreelevado.

Sus dimensiones serán:

- Altura:
10 cm \pm 1 cm.
- Longitud de la zona elevada:
4 m \pm 0,20 m (en casos excepcionales se autorizarán longitudes inferiores, hasta un mínimo de 2,5 m).

3.-ESTADO DEL ARTE

- Longitud de las rampas:

Entre 1 y 2,5 m (un metro para el caso de «zona 30», un metro y cincuenta centímetros cuando se señalicen para 40 km/h, y dos metros cincuenta centímetros para velocidad igual a 50 km/h).

En los casos en que la intensidad de autobuses sea elevada se estudiará la posibilidad de construir pasos sobreelevados combinados o «almohadas» (pendientes distintas para vehículos ligeros y vehículos pesados).

3.3.2.4.3 Borde de entrada

El borde de ataque entre la calzada y el reductor de velocidad debe ser como máximo de 5 mm de altura; para ello, en el proceso de construcción de los reductores de velocidad (RDV) «in situ», se procederá a cajar los extremos transversales al eje de la calzada en una profundidad mínima de 3 a 4 cm y 50 cm de anchura.

3.3.2.4.4 Conexión con la acera

En cuanto a la conexión con la acera, si ésta tuviera una altura superior a 10 cm, y con objeto de facilitar los desplazamientos de personas con movilidad reducida, se procederá a rebajarla en toda la longitud del paso para permitir la continuidad del itinerario peatonal. Esta adecuación de la acera se llevará a cabo con los criterios de diseño precisos y reglamentados, evitando que el desnivel entre la acera y el reductores de velocidad trapezoidal sea superior a 1 cm.

3.3.2.4.5 Drenaje

Se debe garantizar el drenaje de las aguas que circulan por la calzada de forma que no se produzcan retenciones de agua o encharcamiento en los extremos del reductor de velocidad. Entre las posibles soluciones a considerar, se recomiendan las siguientes soluciones:

- Captación de aguas pluviales mediante sumideros colocados en cada uno de los laterales de los carriles, en las proximidades del borde de aguas arriba del Reductor de Velocidad ubicado a mayor cota.
- Ejecución, a lo largo de los laterales del paso sobreelevado, de conductos embebidos que garanticen la evacuación de las aguas; evitando en todo caso discontinuidades entre el Reductor de Velocidad y la acera que puedan suponer obstáculo para el cruce peatonal o peligro para los vehículos que circulen por la zona.

3.3.2.4.6 Señalización

Tanto en la travesía como en el entorno de los Reductores de Velocidad se dispondrá la señalización que a continuación se detalla, con el objeto de garantizar los objetivos de mejora de la seguridad de la circulación que se persiguen con estos dispositivos.

❖ Señalización horizontal:

La señalización horizontal que se materializará sobre él estará constituida, de acuerdo con lo dispuesto en el Reglamento General de Circulación y en la Norma 8.2-IC de la Instrucción de Carreteras, por una serie de bandas blancas transversales situadas en el plano superior; de 50 cm de anchura y separación,

3.-ESTADO DEL ARTE

y replanteadas de forma que su representación final suponga un dibujo simétrico en la sección transversal de los carriles respecto de su eje.

Estas bandas se prolongarán sobre las rampas de acceso y salida hasta la mitad de su longitud, tal y como se indica gráficamente en la figura adjunta.

Se pintarán bandas blancas de 40 centímetros de anchura (M-4.1-Norma: 8.2-IC.), de forma transversal a la calzada, 1 metro antes del inicio de las rampas del paso.

La calidad de la pintura garantizará tanto su durabilidad como el coeficiente de rozamiento exigido en la normativa de carreteras.

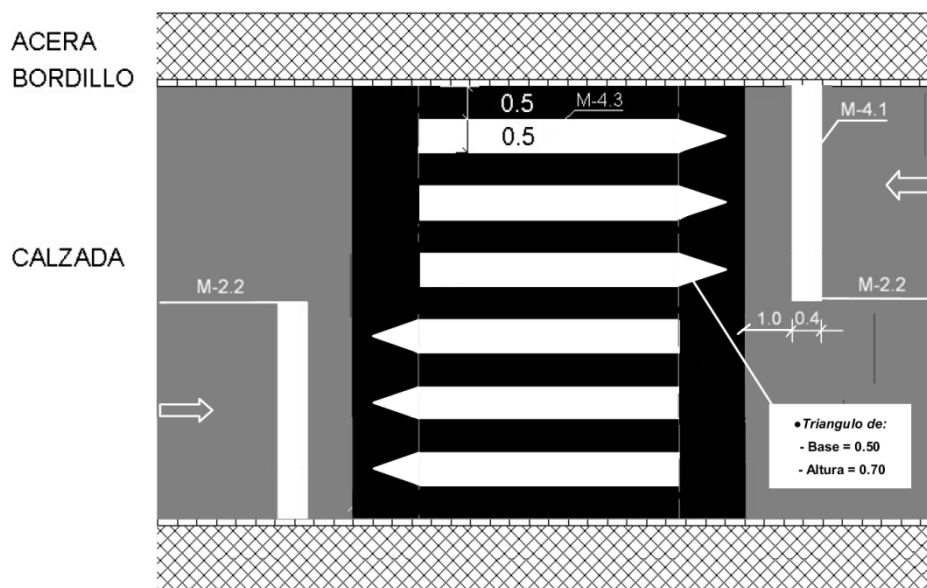


Figura 24: Señalización horizontal

- Señalización vertical:

Estas recomendaciones contemplan tres tipos de señalización vertical: de entrada al tramo, de advertencia, y de situación.

3.-ESTADO DEL ARTE

- Señalización a la entrada de la travesía:

En las entradas a la travesía, en la misma sección donde se ubique la señal de poblado, o en sus inmediaciones, los dispositivos reductores de velocidad deben de ir precedidos de las señales siguientes: R-301 de limitación de velocidad, P-15a de advertencia de resalto, y P-20 de «peligro por la proximidad de un lugar frecuentado por peatones».

Estas señales se escogerán, ya sean algunas de ellas o todas, atendiendo a las características del tramo y de los tipos de dispositivos RDV, pudiéndose conjugar la disposición individualizada de cada señal con la disposición conjunta de varias de ellas dentro de un cartel, facilitando así la señalización idónea para cada caso concreto.

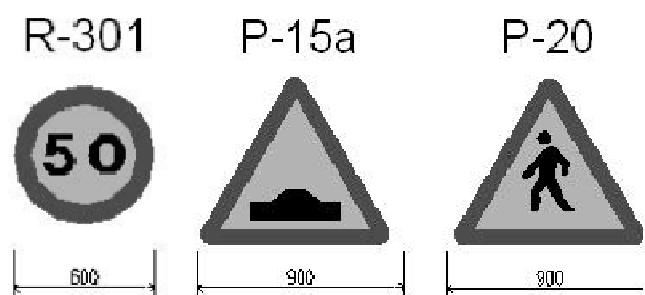


Figura 25: Señales verticales de entrada al tramo

La limitación de velocidad se elegirá teniendo en cuenta las características del tramo, pero en ningún caso será superior a 50 km/h.

- Señalización en la aproximación al RDV:

La señalización vertical en aproximación a un reductor de velocidad aislado o a un grupo de reductores sucesivos estará compuesta en general por las señales R-301 (velocidad máxima permitida), P-15a (resalto) y P-20 (proximidad de lugar frecuentado por peatones), dispuestas en ese mismo orden según el sentido de marcha de los vehículos.

3.-ESTADO DEL ARTE

La señal P-20 se dispondrá obligatoriamente en el caso de los reductores de tipo trapezoidal con función de paso de peatones.

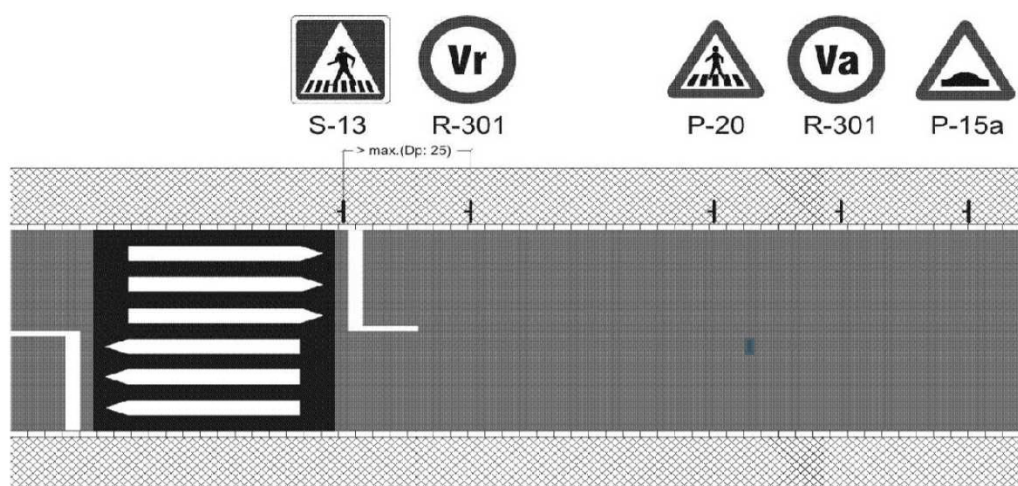
Dicha señal será recomendable en el caso en que exista un paso de peatones situado a continuación de los reductores de velocidad así como en el caso de presencia significativa de peatones en las márgenes con riesgo de invasión de la calzada por parte de los mismos.

Si el RDV aislado o primero de grupo se encontrara próximo a la puerta de entrada del tramo a considerar, se estudiará la validez de las señales allí dispuestas a los efectos descritos en este apartado, viniendo a sustituir total o parcialmente a la señalización específica de aproximación al RDV.

Donde hubiera limitaciones de espacio, se podrán colocar dos señales en un mismo poste.

La señal P-15a se instalará siempre en la aproximación a un RDV aislado y la P-15 precederá al primero cuando exista más de una reductor.

La señal R-301 se instalará siempre en el caso en que la velocidad correspondiente a las características geométricas del reductor sea inferior al límite de velocidad existente en el tramo previo. La distancia entre la señal R-301 y la línea de detención del paso de peatones será igual o superior a la distancia de parada correspondiente a la limitación de velocidad relativa a las características geométricas del reductor y tendrá un valor mínimo de 25 m.



* Cuando sea necesaria. Dp: Distancia de parada (m) en función Vr

Va: Limite de velocidad en el tramo de aproximación

Vr: Limite de velocidad correspondiente al paso peatonal sobreelevado

Figura 26: Señal en la aproximación al reductor de velocidad

- Señalización de situación:

En los reductores de velocidad de tipo trapezoidal se colocará inmediatamente antes del paso una señal S-13 de paso peatonal.

En caso de que se considere que esta señal no será percibida con la suficiente antelación, se estudiará la conveniencia de disponer la señal S-13 en báculo, con el objeto de que se pueda percibir desde mayor distancia.

3.3.2.4.7 Iluminación

Todos los dispositivos reductores de velocidad deberán contar con iluminación nocturna, a los efectos de garantizar su visibilidad, localización, y presencia de peatones en su caso, por parte de los conductores. En caso de que exista iluminación en todo el tramo, se deberá destacar la situada sobre los pasos de peatones.

REFERENCIA BIBLIOGRAFICA: [BOE08] y [BOE87]

3.4 BADEN INTELIGENTE DE VELOCIDAD

Cada vez son más las empresas que innovan en conseguir el badén inteligente de velocidad que respete a aquellos que circulan respetando los límites de velocidad.

El Centro Tecnológico del Plástico, Andaltéc, está colaborando con la empresa malagueña Badenova en un novedoso proyecto de investigación para construir el Badén Inteligente de Velocidad (BIV).

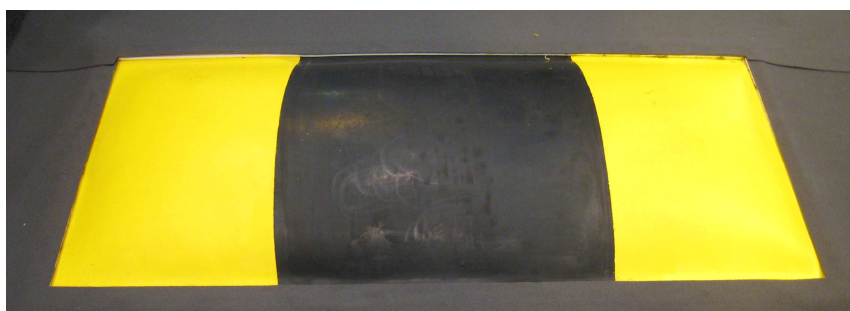


Figura 27: Badén Inteligente de velocidad (Badenova)

El principal objetivo del BIV es servir como limitador de velocidad para vehículos en cualquier carretera, funcionando como un dispositivo inteligente y selectivo al suponer un obstáculo únicamente para aquellos vehículos que superen la velocidad establecida en esa calzada y no afectar a aquellos que circulen respetando los límites de velocidad.

Esto se debe a que el BIV contiene en su interior como elemento fundamental un material no-newtoniano, en el que las partículas se encuentran en movimiento de manera habitual, en estado líquido, pero en el que todas esas partículas se alinean en el momento en el que reciben un impacto, pasando de manera inmediata, y hasta que ese impacto termine, a un estado sólido. De esta manera, el material no-newtoniano permite que el badén no ofrezca ninguna resistencia a los vehículos que respeten la velocidad indicada, pero sí supone un obstáculo para aquellos que no lo hagan.

3.-ESTADO DEL ARTE

El badén funcionará igual con un camión que con una bicicleta, ya que el dispositivo se ajusta a la velocidad máxima de cada vía mediante la densidad del fluido y la altura del badén.

Otro investigador, Carlos Cano de la UAEM, procedente de México, también ha fabricado un badén inteligente, mecánicos para travesías cuyo límite de velocidad no exceda los 40 Km/h y una versión electromecánica para velocidades superiores.



Figura 28: Badén inteligente (México)

Ambos modelos se adaptan a las exigencias (altura, dimensiones, grado de inclinación de entrada y salida, etc.) de la normativa publicada en el Boletín Oficial del Estado.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS: [WWWDIA] y [WWWPRE]

4. ESTUDIO DE CAMPO

4.1 MEDICIÓN DE REDUCTORES DE VELOCIDAD REALES EN LEGANÉS

Una de las finalidades de este proyecto es realizar un estudio del conjunto de reductores de velocidad, en concreto en los reductores de velocidad de sección transversal trapezoidal (paso peatonal sobreelevado), que se encuentran instalados en las carreteras de la Red de Carreteras del Estado, y comprobar si las dimensiones cumplen la “ORDEN FOM/3053/2008”.

Se ha centrado el estudio en un grupo de 37 reductores de velocidad ubicados en la ciudad de Leganés (Madrid), alrededor de la Universidad Carlos III.

Se ha elegido la ciudad de Leganés por la cercanía a la Universidad Carlos III y por tratarse de una de las localidades de Madrid con mayor número de reductores de velocidad.

La medición se ha realizado utilizando un inclinómetro calibrado por el Laboratorio Oficial de Metrología de Galicia (LOMG) y una cinta métrica flexómetro.



Figura 29: Inclinómetro y cinta métrica

4.2 UBICACIÓN

Todos los reductores de velocidades medidos se encontraban en tramos de la Red considerados travesías, encontrándose el 74% en rotondas.

A la entrada de la ciudad de Leganés se puede observar la siguiente señalización:



Figura 30: Limitación de velocidad

Con esta indicación se cumple uno de los requisitos que impone la norma que los dispositivos que han de encontrarse en travesías cuya velocidad sea inferior a 50 Km/h.

Otra de las limitaciones relativas a la ubicación es que no podrán instalarse reductores de velocidad en los tramos de travesías con pendiente superior al 5%. En el estudio se ha detectado que el 32% de los reductores estudiados incumplen esta limitación.

4.3 GEOMETRIA

El perfil longitudinal del reductor de velocidad trapezoidal comprende una zona sobreelevada y dos partes en pendiente, llamadas rampas, formando un trapecio.

Dichos parámetros han sido tomados de cada uno de los 37 reductores de velocidad:

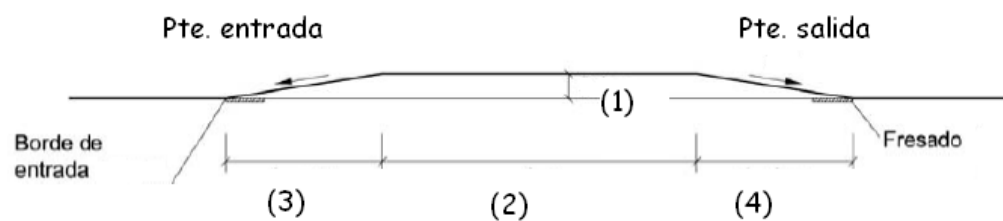


Figura 31: Parámetros medidos del reductor de velocidad

Siendo:

- Altura (1) en m.
- Longitud de la zona elevada (2) en m.
- Longitud de las rampas de entrada (3) y salida (4) en m.

A continuación se muestra una tabla con dichos parámetros:

4.-ESTUDIO DE CAMPO

NºBADEN	(1)	(2)	(3)	(4)
1	0,15	5,6	1,2	1,4
2	0,08	4,5	0,62	0,95
3	0,07	4,4	0,85	0,6
4	0,10	6,6	0,7	1
5	0,22	6,4	1,55	1
6	0,06	5,8	0,62	0,85
7	0,16	5,2	0,92	0,8
8	0,06	5,7	0,55	1
9	0,09	6,95	1,3	0,9
10	0,12	5,15	1,4	1,45
11	0,06	2	1,8	1,3
12	0,05	2,8	1,4	1,1
13	0,05	1,4	1,5	1,2
14	0,10	2,45	1,5	1,5
15	0,05	2,8	1,3	1,2
16	0,22	4,2	1,6	1,6
17	0,17	4,2	1,6	1,4
18	0,02	4,67	1,4	2,1
19	0,19	4,1	1,55	1,5
20	0,27	4,5	1,55	1,1
21	0,05	4,1	1,55	1,55
22	0,08	4,55	1,2	1,35
23	0,22	4,55	1,55	1,3
24	0,12	5,3	1	1,1
25	0,08	4,6	2,4	1,45
26	0,09	5	2,5	2,35
27	0,20	4,4	1,45	1,25
28	0,23	4,4	1,5	2,2
29	0,15	4,2	2,2	1,8
30	0,25	4,15	1,8	2,2
31	0,17	3,85	1,2	0,7
32	0,03	4,1	1	0,9
33	0,08	5,35	0,35	0,35
34	0,03	5,35	0,4	0,4
35	0,21	4,8	1,2	0,6
36	0,17	4,4	0,8	2
37	0,06	4,2	0,7	1,1

Tabla 2: Medidas de los reductores de velocidad de Leganés

4.-ESTUDIO DE CAMPO

Recordando las dimensiones de los reductores de velocidad a estudiar que marca el Ministerio de Fomento:

- Altura: $10 \text{ cm} \pm 1 \text{ cm}$.
- Longitud de la zona elevada: $4 \text{ m} \pm 0,20 \text{ m}$ (en casos excepcionales se autorizarán longitudes inferiores, hasta un mínimo de 2,5 m).
- Longitud de las rampas: Entre 1 y 2,5 m (un metro para el caso de «zona 30», un metro y cincuenta centímetros cuando se señalicen para 40 km/h, y dos metros cincuenta centímetros para velocidad igual a 50 km/h).

Comparando las dimensiones de los reductores medidos con las estipuladas por el Ministerio, se observa como principal conclusión que:

NINGUNO cumple simultáneamente los tres criterios dimensionales.

➤ Con respecto a la altura:

Tan solo el 3% de los reductores cumple con el criterio de altura, siendo el 46% superior al máximo recomendado por el Ministerio de Fomento.

El valor máximo entre el estudio realizado supera 2,45 veces el recomendado.

➤ Con respecto a la longitud de la zona elevada:

El 24% de los reductores cumple con el criterio de longitud de la zona elevada, siendo el 14% inferior al mínimo indicado. En casos excepcionales la normativa indica que el valor mínimo nunca debe ser inferior a 2,5m, dándose valores inferiores al citado en un 8% de los medidos.

4.-ESTUDIO DE CAMPO

El valor mínimo de la longitud de la zona elevada es 2,7 veces inferior al mínimo indicado por Fomento.

➤ Con respecto a la longitud de las rampas:

El 62% de los reductores cumple con el criterio de longitud tanto en la rampa de entrada como en la de salida.

Teniendo en cuenta que dicho valor varía en relación a la velocidad máxima, de los reductores señalizados con limitación máxima de 30Km/h y 40 Km/h, el 56% y 52% respectivamente cumplen con la normativa

La intensidad de autobuses en el conjunto de calles que se ha realizado la medición es muy intensa al tratarse de la zona próxima al centro de la ciudad. La Instrucción indica que en el caso de elevada intensidad se puede estudiar la posibilidad de construir pasos sobreelevados combinados o “almohadas” (pendientes distintas para vehículos ligeros y vehículos pesados), pero por el momento no se han ubicado.

4.4 SEÑALIZACIÓN

Una correcta señalización es útil como advertencia de la proximidad de las medidas de moderación del tráfico.

El preaviso derivado de la señalización asegura que los conductores no se sorprendan al alcanzar las medidas reductoras de la velocidad.

En su forma clásica, el preaviso consiste en una señal indicativa del dispositivo que va a aparecer más adelante, pero actualmente se tiende a complementar con elementos semióticos integrados en el paisaje viario tales como vegetación o iluminación.

Este estudio no se ha centrado en el cumplimiento estricto de la amplia normativa de señalización, pero se ha querido dejar constancia la falta de cumplimiento de la normativa vigente.

4.4.1 Señalización horizontal

El fin inmediato de las marcas viales es aumentar la seguridad, eficacia y comodidad de la circulación, por lo que es necesario que se tenga en cuenta en cualquier actuación vial como parte integrante del diseño, y no como mero añadido posterior a su concepción.

Siguiendo el Reglamento General de Circulación y en la Norma 8.2-IC de la Instrucción de Carreteras la señalización horizontal consistirá:

- Una serie de bandas blancas transversales situadas en el plano superior; de 50 cm de anchura y separación, y replanteadas de forma que su

4.-ESTUDIO DE CAMPO

representación final suponga un dibujo simétrico en la sección transversal de los carriles respecto de su eje.

Estas bandas se prolongarán sobre las rampas de acceso y salida hasta la mitad de su longitud, tal y como se indica gráficamente en la figura 24.

Ninguno de los resaltos estudiados cumple con tales indicaciones ya que en la mayoría de los casos no siguen las indicaciones del marcado en las rampas, e incluso en alguno de los casos las rampas no poseen bandas.



Figura 32: Resaltos que no siguen el criterio o gráfico en rampas



Figura 33: Resaltos sin señalización en rampa

- Se pintarán bandas blancas de 40 centímetros de anchura (M-4.1-Norma: 8.2-IC.), de forma transversal a la calzada, 1 metro antes del inicio de las rampas del paso.

Ninguno de los resaltos posee dicha banda.

4.4.2 Señalización vertical

Siguiendo el Reglamento General de Circulación y en la Norma 8.1-IC de la Instrucción de Carreteras la señalización vertical consistirá:

- Señalización en la aproximación al RDV:

La señalización vertical en aproximación a un reductor de velocidad aislado o a un grupo de reductores sucesivos estará compuesta en general por las señales R-301 (velocidad máxima permitida), P-15a (resalto) y P-20 (proximidad de lugar frecuentado por peatones), dispuestas en ese mismo orden según el sentido de marcha de los vehículos.

En tan solo uno de los resaltos estudiados se cumplía dicha normativa, ya que en el resto no se encontraba colocada la señal P-20 de peligro de aproximación de peatones. Destacamos este incumplimiento ya que el estudio se ha realizado en calles especialmente frecuentadas por menores al encontrarse en las proximidades de colegios.

- Señalización de situación:

En los reductores de velocidad de tipo trapezoidal se colocará inmediatamente antes del paso una señal S-13 de paso peatonal.

En el estudio se ha verificado que efectivamente se encontraba ubicada en el 89% de los resaltos.

4.5 ILUMINACIÓN

Todos los resaltos se encontraban perfectamente iluminados. Garantizando así su visibilidad y la presencia de peatones.

5. MATERIALES Y METODOS

El principal elemento de trabajo utilizado ha sido el software de simulación. En concreto, se ha optado por realizar el estudio mediante CarSim®, un estándar a nivel mundial utilizado ampliamente en la industria automovilística para el análisis y simulación de todo tipo de vehículos. A continuación se describen tanto la forma de trabajar con el mismo como las posibilidades que ofrece al analista.

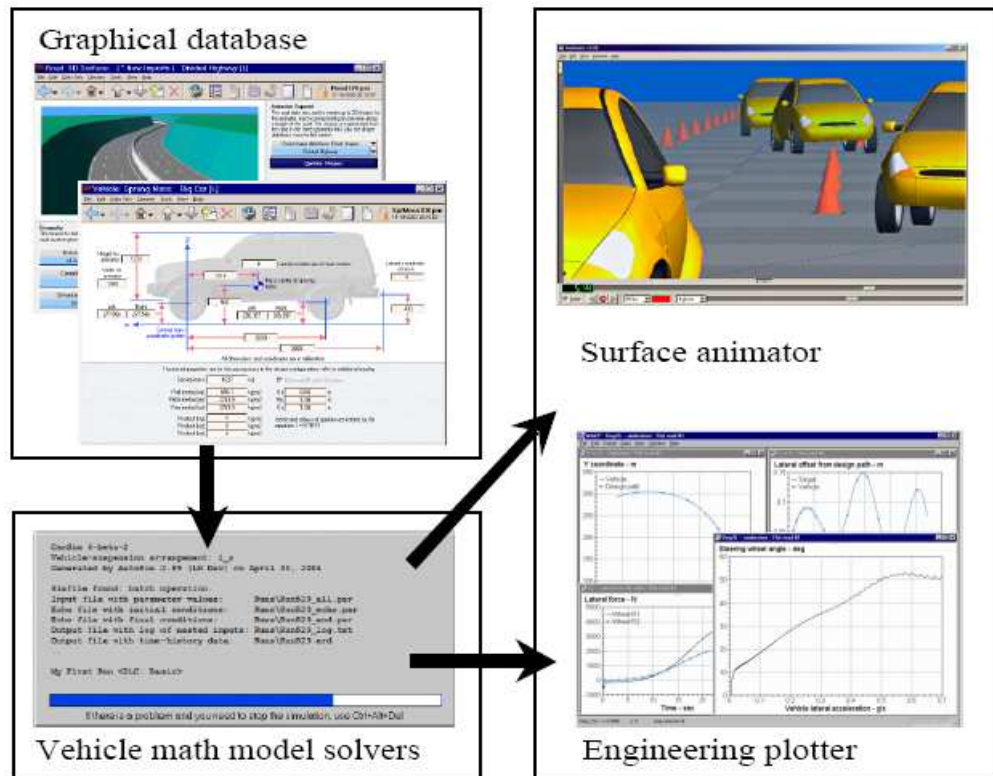


Figura 34: Módulos del software CarSim®.

5.1 SOFTWARE DE SIMULACIÓN: Carsim®

CarSim® simula el comportamiento dinámico de vehículos tanto de pasajeros como de competición, camiones ligeros, etc. Crea animaciones de las pruebas simuladas y genera alrededor de seiscientas variables de salida que, posteriormente, pueden ser representadas mediante distintos tipos de gráficos y analizadas o exportadas a otro software como Matlab®, Excel® o herramientas de optimización.

CarSim® ayuda al ingeniero analista a diseñar y desarrollar pruebas abarcando toda la dinámica vehicular mediante las cuales pueda tomar mejores y más rápidas decisiones. La principal utilidad de este software reside en su potencial para realizar el primer test del problema, seleccionar componentes y crear avanzados análisis de vehículos existentes.

Este software combina un completo modelo matemático de vehículos con un solver de alta velocidad de resolución. Las animaciones de los test realizados pueden reproducirse a velocidades de hasta diez veces la real, lo que permite visualizar los resultados rápidamente. Además ofrece la posibilidad de repetir el análisis todas las veces que sea necesario y de combinar varios análisis en la misma animación, de forma que se pueden detectar rápidamente los distintos patrones de comportamiento.

Obviamente un software de este tipo tiene poca utilidad si sus resultados no son fieles a la realidad, este es uno de los puntos en los que CarSim® tiene una de sus principales virtudes, ya que predice con gran exactitud el comportamiento real del vehículo.

Otro de los puntos a destacar es que es extensible. Los modelos matemáticos de CarSim® cubren la totalidad de los sistemas del vehículo y las variables debidas al conductor, al terreno y a la aerodinámica. Pero, además, dichos modelos pueden complementarse utilizando Matlab®/Simulink® para incluir nuevas características o variar ciertos subsistemas o modelos de componentes como los neumáticos, frenos, etc.

5.-MATERIALES Y METODOS

5.1.1 Forma de trabajar con Carsim®

Carsim® tiene un interface bastante intuitivo, conociendo el funcionamiento general del programa se pueden realizar numerosos tests. Sin más que navegar por los distintos menús y bibliotecas y realizar unas cuantas pruebas, se llega con facilidad al análisis buscado.

Una vez lanzado el programa se encuentra con la pantalla de control general, la cual está dividida en tres partes claramente diferenciadas:

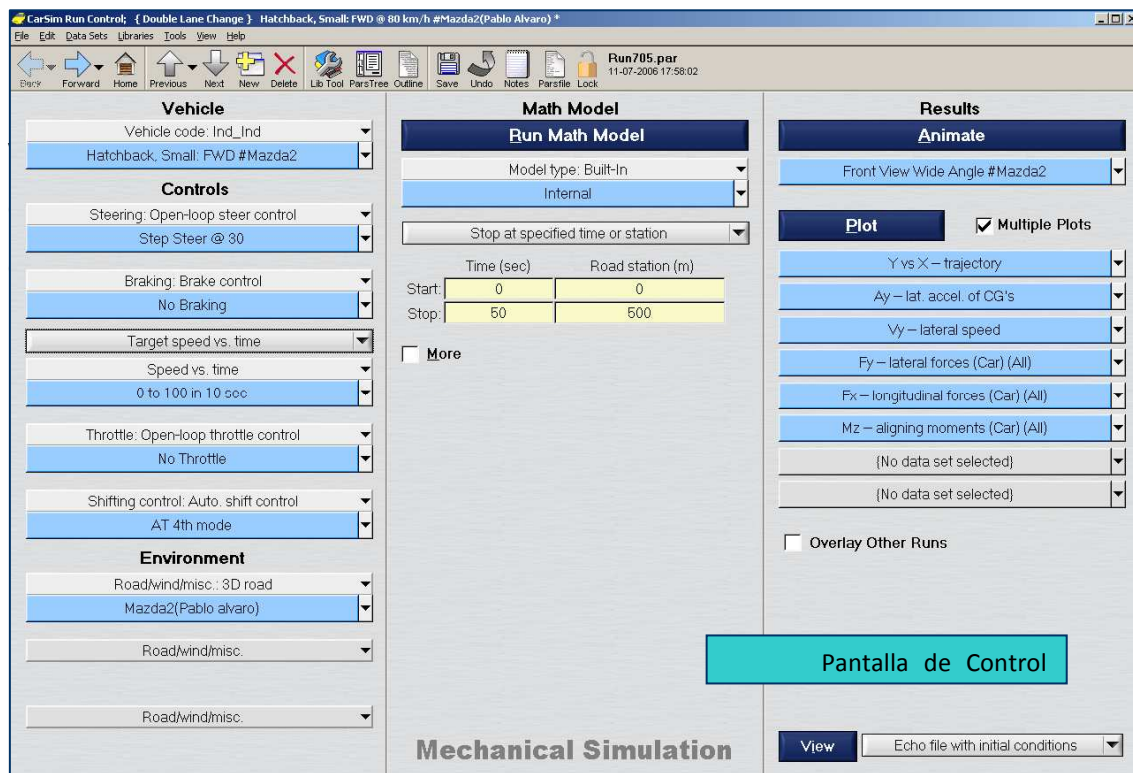


Figura 35: Pantalla de control general de Carsim®

5.-MATERIALES Y METODOS

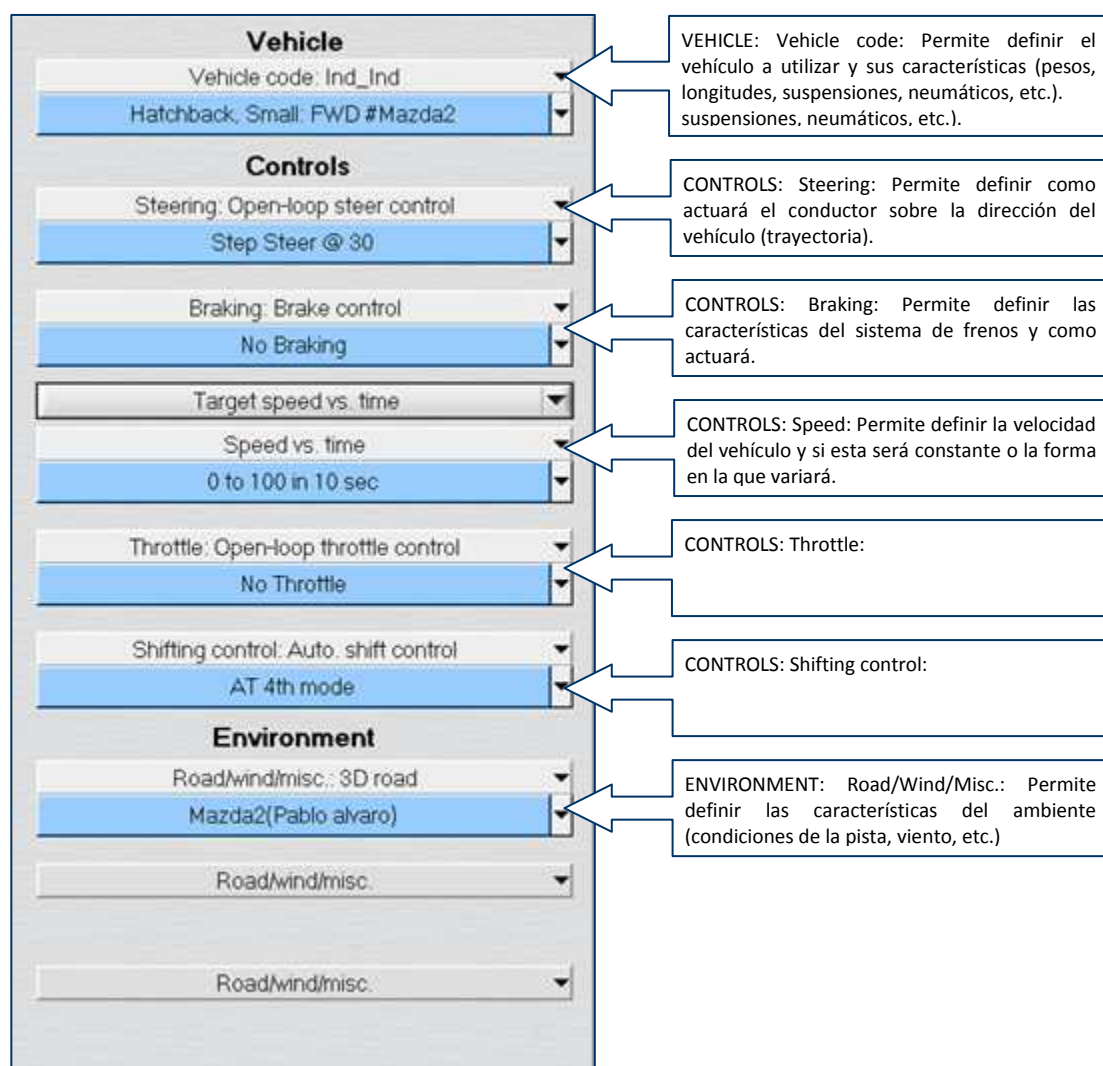


Figura 36: Detalle del tercio izquierdo de la pantalla de control general.

El funcionamiento de las pestañas es el siguiente: mediante la flecha que se encuentra en la parte superior derecha se accede a la biblioteca de la pestaña correspondiente. Una vez seleccionada la característica a variar, mediante la flecha de la parte inferior derecha se accede a otra biblioteca de posibilidades dentro de la característica seleccionada. Por último, pinchando en la zona azul, se abre otra pantalla en la que se pueden variar los parámetros que se deseen y cuyo funcionamiento es idéntico al de la pantalla de control general. Por ejemplo, pinchando en la zona azul de la primera pestaña, se accede a la **pantalla 1**, y si volvemos a pinchar en la zona azul de la primera pestaña de esta nueva pantalla

5.-MATERIALES Y METODOS

llegaremos a la **pantalla 2** y podremos variar el valor de las longitudes y pesos del vehículo (ver figura 37).

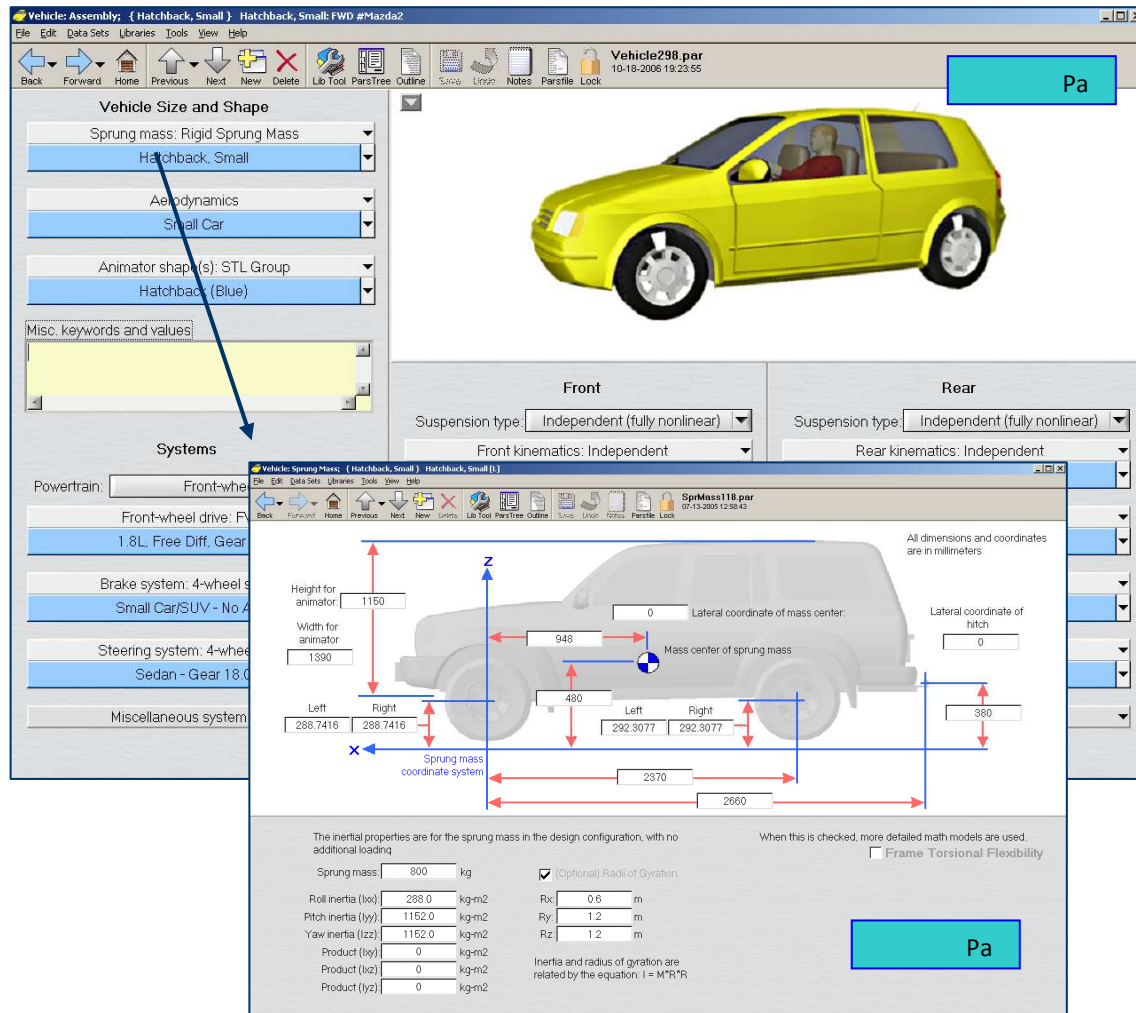


Figura 37: Esquema de funcionamiento de CarSim®.

5.-MATERIALES Y METODOS

2.-Parte Central “MATH MODEL”: Mediante esta parte se resuelve el modelo introducido mediante la parte izquierda y se puede variar el tiempo de simulación, el espacio recorrido, etc.

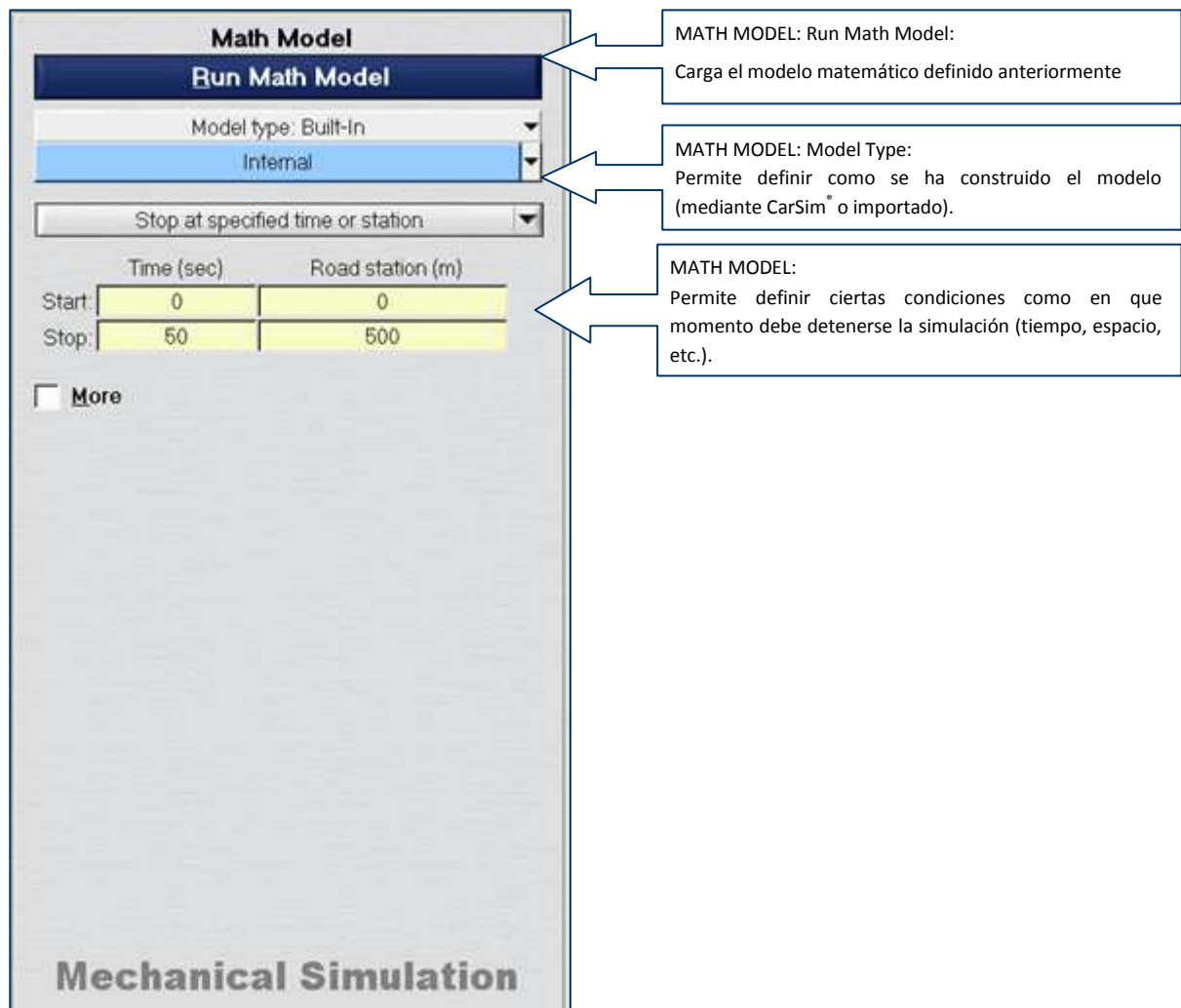


Figura 38: Detalle del tercio central de la pantalla de control general.

5.-MATERIALES Y METODOS

3.-Parte derecha “RESULTS”: Esta parte muestra los resultados obtenidos, tanto la animación de la simulación como los gráficos obtenidos a partir de la misma. También permite ciertas opciones como superponer varias simulaciones y cambiar algunas características de la animación.

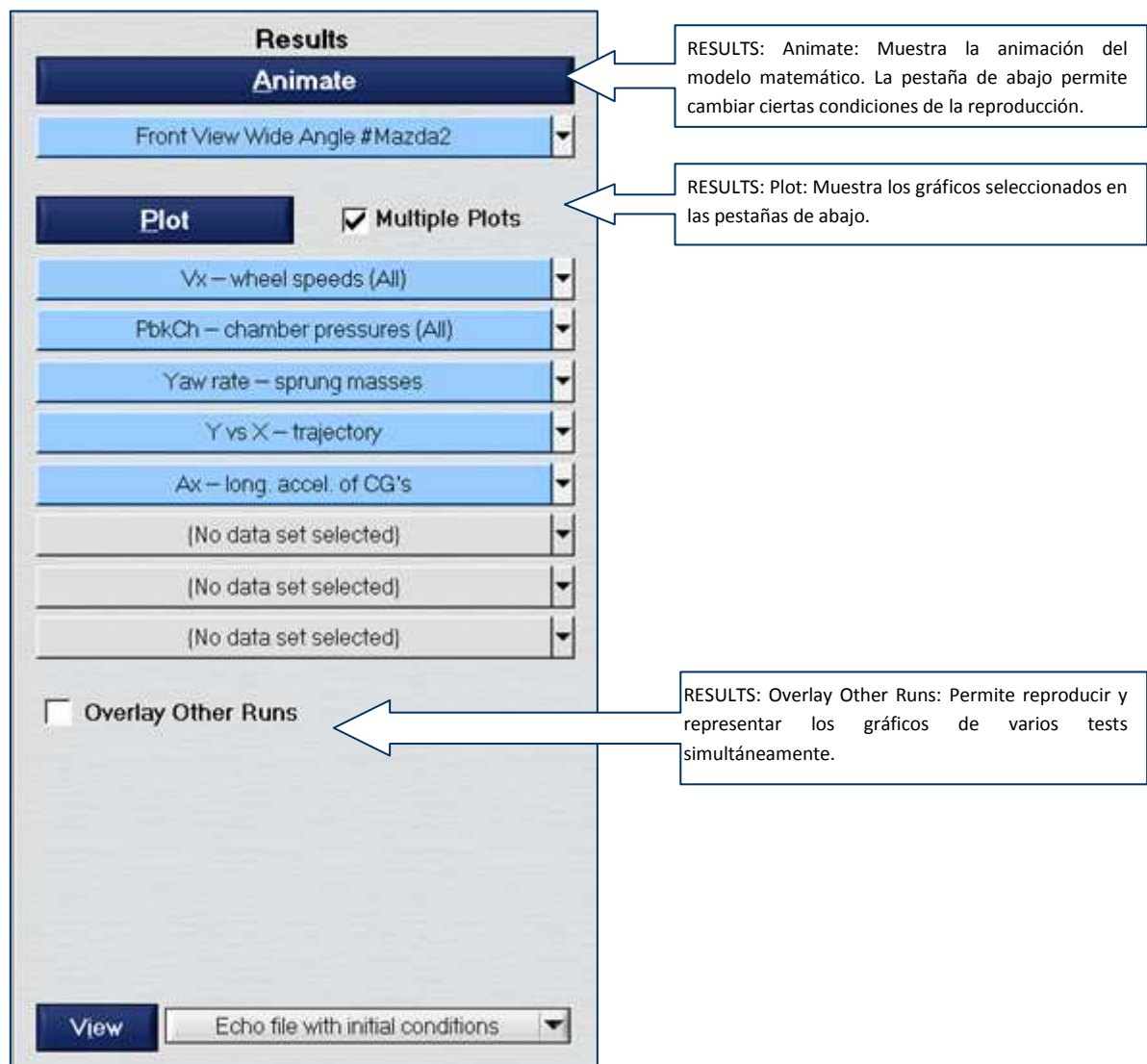


Figura 39: Detalle del tercio derecho de la pantalla de control general.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS: [CQS05] y [CMR05]

5.2 VEHICULOS DE ENSAYO

Los vehículos con los que se ha realizado la simulación han sido elegidos como representación de las tres categorías de vehículos que circulan con mayor asiduidad por la vía pública:

El Hatchback es un diseño de automóvil que consiste en un habitáculo o área para pasajeros con un espacio de carga (maletero) integrado, al cual se tiene acceso mediante un portón trasero. Es decir, es un utilitario pequeño, que según las características que da CarSim[®] se asemeja a las características de un Volkswagen III, aunque debido a la imposibilidad de identificar el modelo exacto, a partir de este punto será referenciado como compacto.

A continuación se puede ver un esquema de las dimensiones del vehículo que nos facilita el programa junto al dato de la masa suspendida del vehículo:

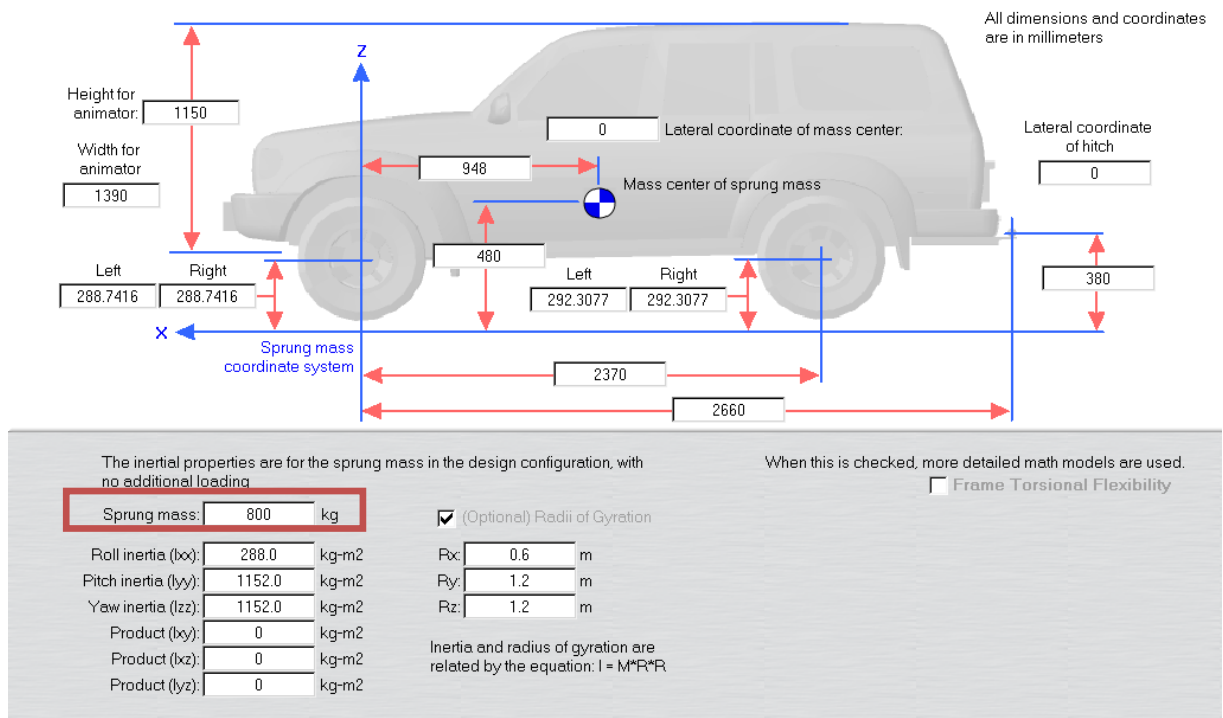


Figura 40: Dimensiones del compacto de referencia en CarSim[®]

5.-MATERIALES Y METODOS

A parte de las características mostradas arriba, CarSim[®] muestra las gráficas de la rigidez de los muelles, el coeficiente de amortiguamiento y la masa no suspendida, que en este caso es de 70 Kg.

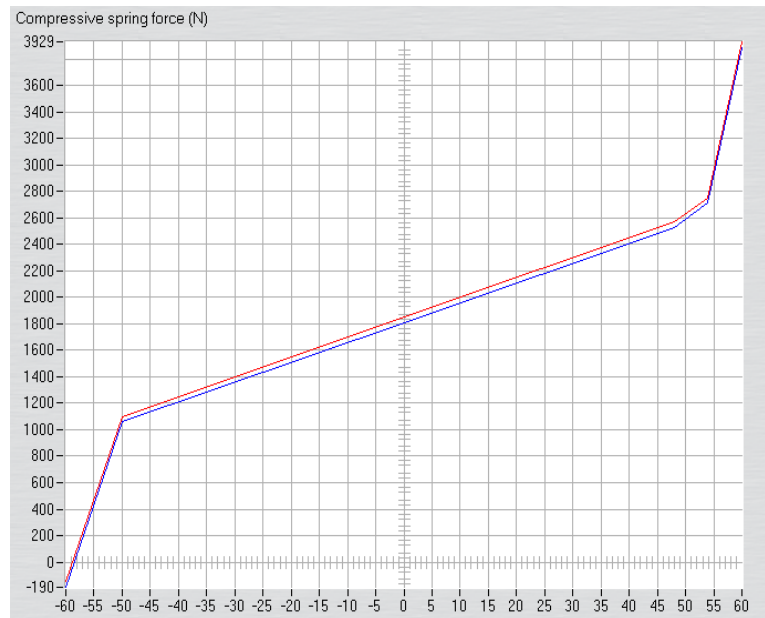


Figura 41: Rigidez del muelle (Compacto).

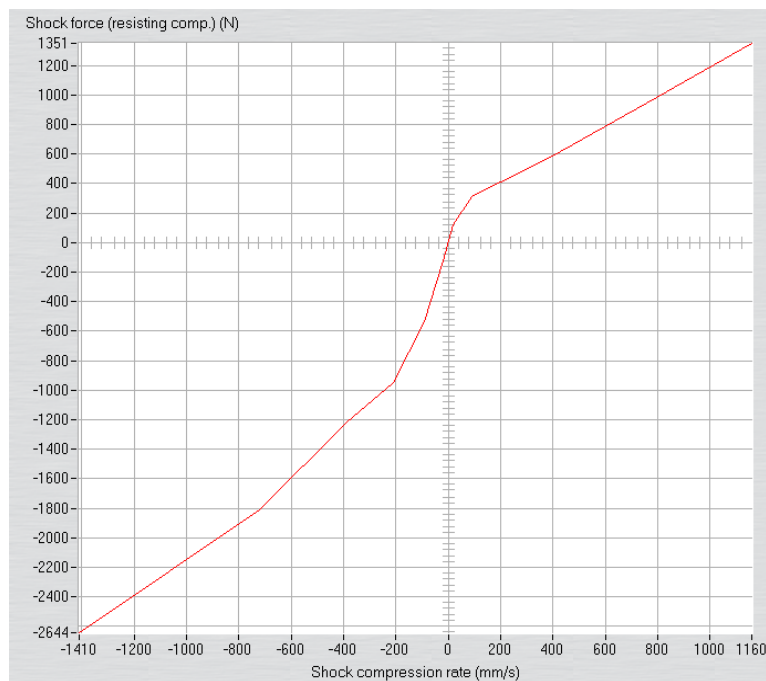


Figura 42: Coeficiente de amortiguamiento (Compacto).

5.-MATERIALES Y METODOS

El sedán es un tipo de carrocería de un automóvil tipo turismo; es un tres volúmenes en el que el portón del maletero no incluye al vidrio trasero, por lo que éste está fijo y el maletero está separado de la cabina. El maletero se extiende horizontalmente desde la parte inferior de la luna trasera algunas decenas de centímetros hacia atrás. El número de puertas de acceso al habitáculo son normalmente dos o cuatro.

Al igual que en el apartado anterior se detallan las dimensiones del vehículo objeto de estudio mostradas por el programa de simulación.

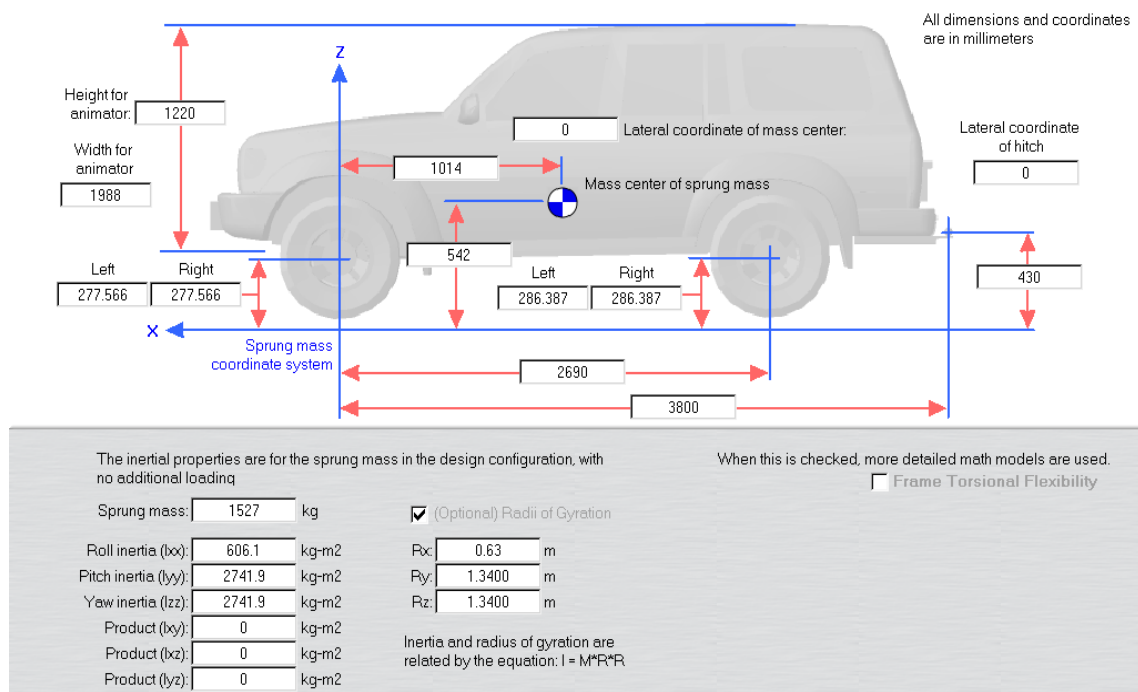


Figura 43: Dimensiones del sedán de referencia en CarSim®.

A continuación se adjuntan las gráficas de la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento de la suspensión. Para este vehículo, CarSim® toma como valor de la masa no suspendida 100 Kg.

5.-MATERIALES Y METODOS

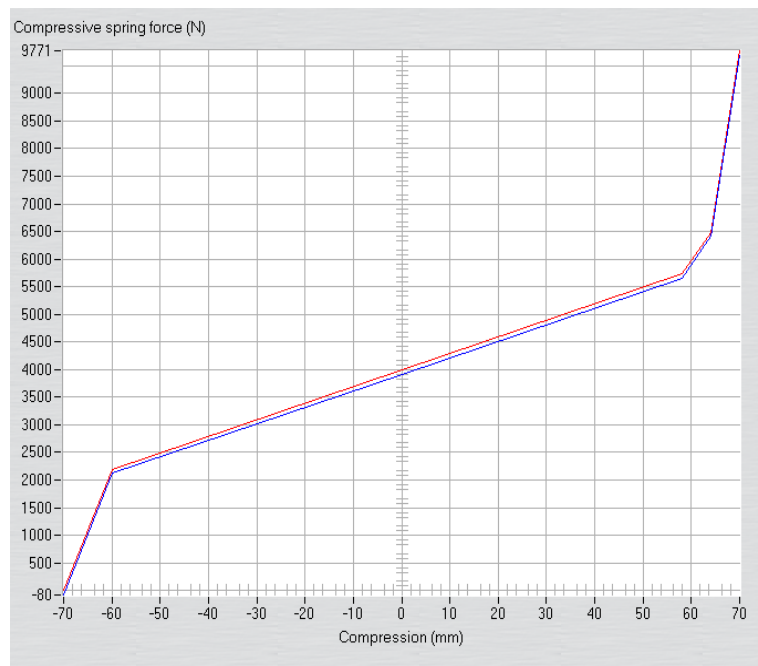


Figura 44: rigidez de muelle (sedan).

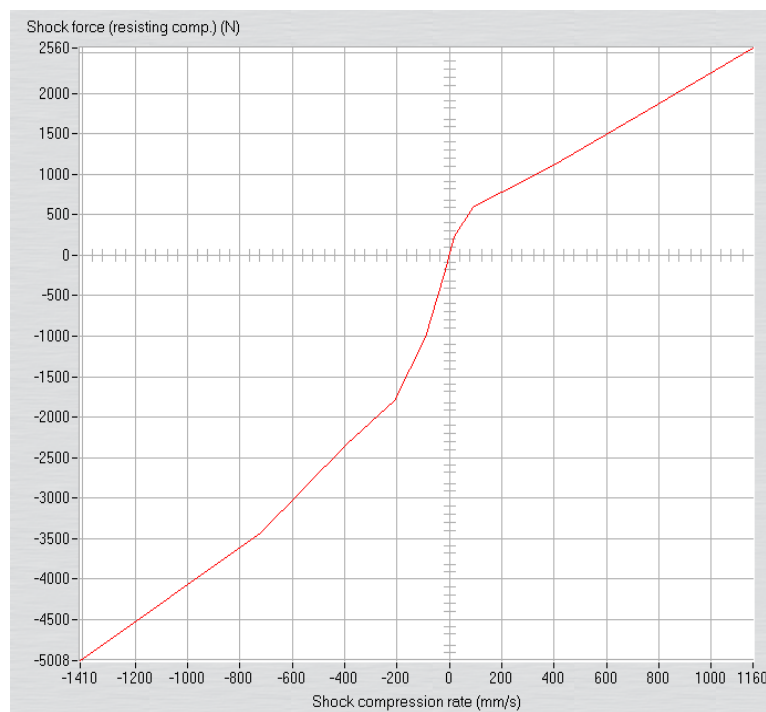


Figura 45: coeficiente de amortiguamiento (sedan).

5.-MATERIALES Y METODOS

El último tipo de vehículo objeto de estudio es el SUV (*Sport Utility Vehicle*) que traducido del inglés quiere decir: *vehículo deportivo utilitario*. Este vehículo es una combinación entre un turismo y un todoterreno, es decir con aspecto exterior similar a un todoterreno, pero concebido para circular principalmente por asfalto. Han sido desarrollados en años recientes para personas que querían un vehículo con un aspecto “aventurero”. Es habitual que, a diferencia de los vehículos todoterrenos, no dispongan de reductora (diferencia principal con los todoterreno que si disponen de ella), tenga chasis monocasco (los todoterreno disponen de un chasis formado por largueros y travesaños) y la altura libre al suelo sea similar al de los turismos y los monovolúmenes.

En las siguientes figuras se pueden observar las dimensiones y alguna de las características que CarSim® toma como referencia a la hora de modelizar este tipo de vehículos. A partir de ahora en el estudio se hará referencia a este tipo de vehículo como todoterrenos, aunque el término más apropiado es el de todocaminos. Hay que tener en cuenta que la masa no suspendida que tomamos como referencia es de 120 Kg.

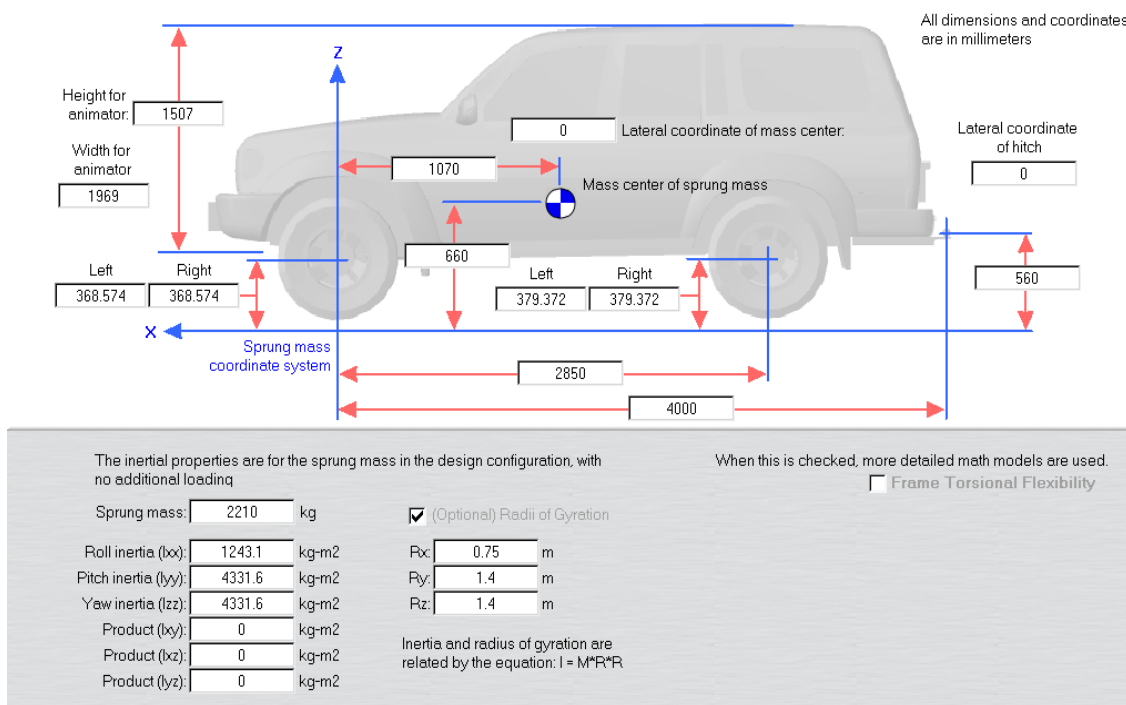


Figura 46: Dimensiones del todoterreno de referencia en CarSim®.

5.-MATERIALES Y METODOS

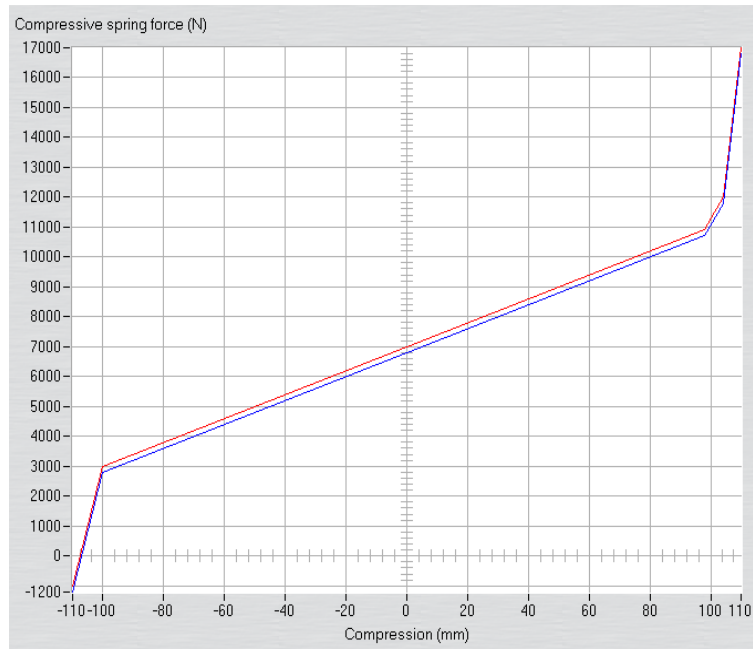


Figura 47: rigidez del muelle (todoterreno)

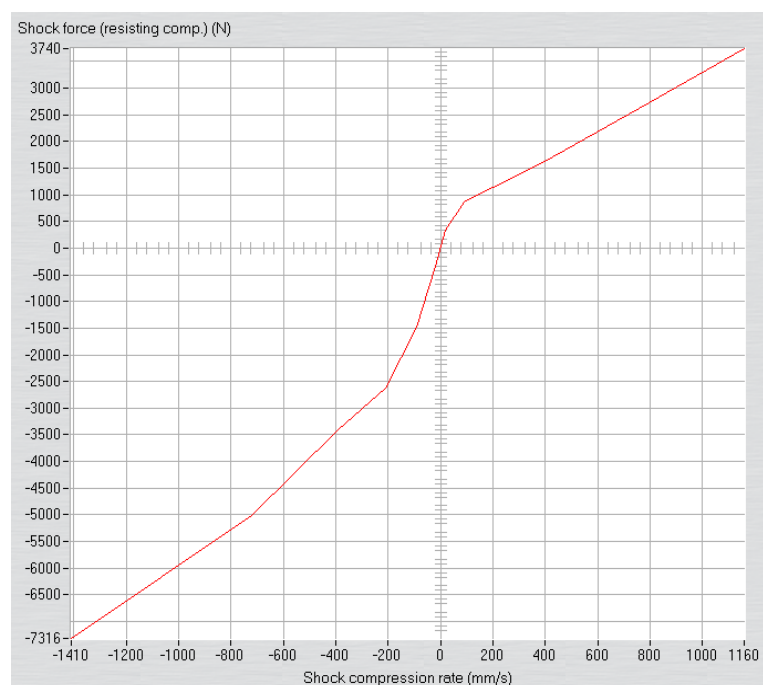


Figura 48: coeficiente de amortiguación (todoterreno)

6. ANALISIS Y RESULTADOS.

6.1 SIMULACIONES REALIZADAS

En el presente punto se va a describir las pruebas realizadas mediante el software Carsim[®]. El primer paso a realizar es seleccionar en las librerías de Carsim[®]. el tipo de vehículo con el que se va a hacer el test, en este proyecto, utilizaremos en los ensayos los distintos vehículos anteriormente citados: compacto, sedán y todoterreno.



Figura 49: Compacto (Hatchback)



Figura 50: Sedán



Figura 51: Big SUV

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Los neumáticos tienen suma importancia en el comportamiento vertical del vehículo, ya que es uno de los parámetros que va a condicionar el amortiguamiento del vehículo al pasar por el resalto. En CarSim®, una vez seleccionado el modelo de neumático es posible modificar el valor del radio bajo carga. En la siguiente página se puede observar la pantalla donde se obtiene dicho valor:

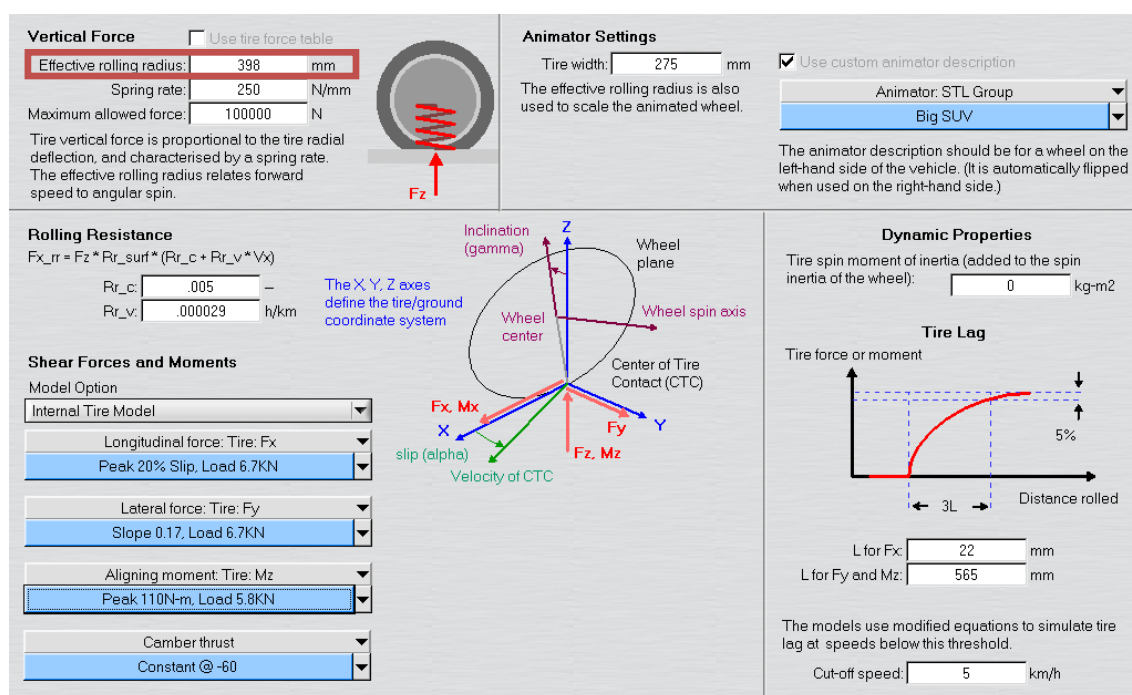


Figura 52: Datos del radio bajo carga

Una vez elegidos los vehículos de ensayo, pasamos a definir el resalto normalizado. En las siguientes figuras vemos las pantallas de CarSim® en las que tenemos la opción de darle geometría al asfalto:

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

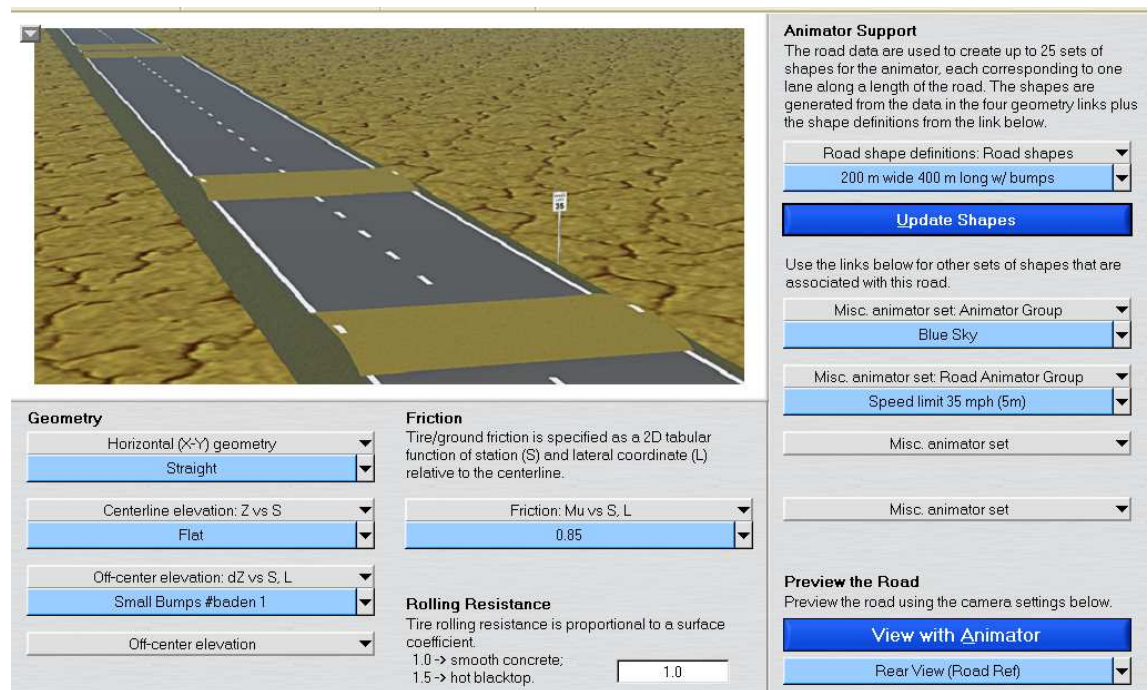


Figura 53: Pantalla para modificar la geometría del asfalto

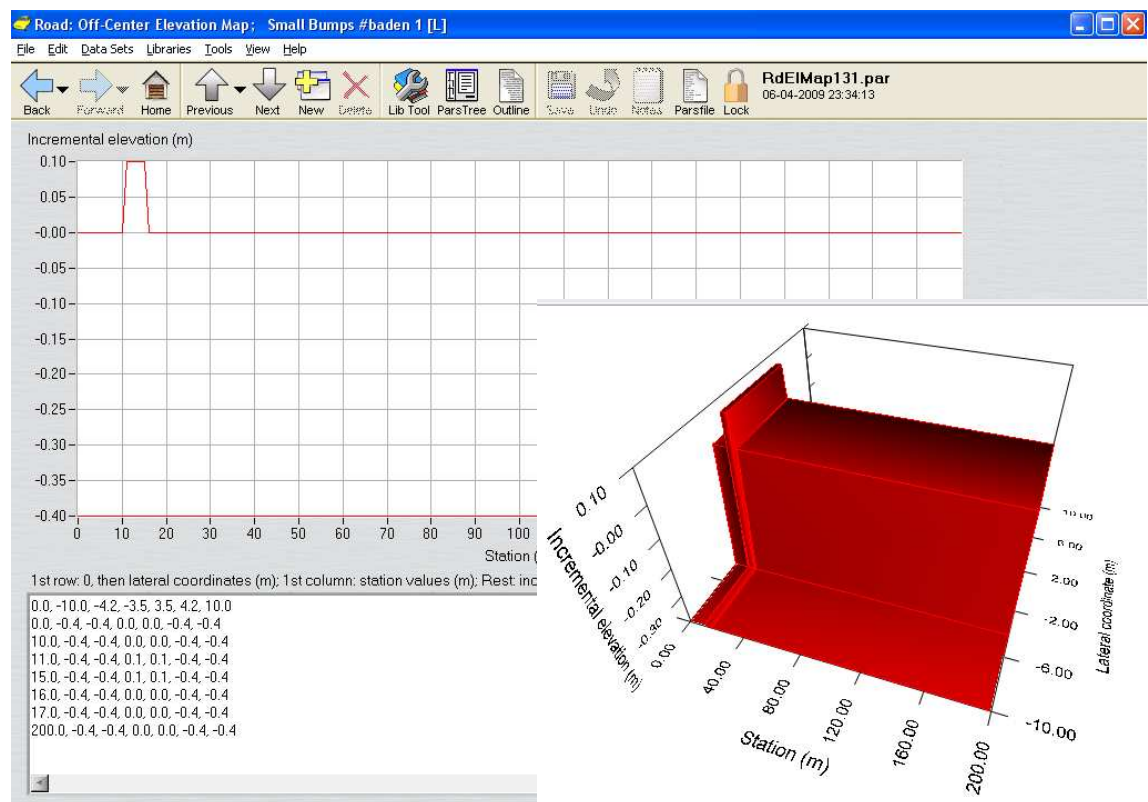


Figura 54: Datos del resalto

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

En la pantalla principal del software insertamos la velocidad deseada a la queremos que vaya el vehículo en cada ensayo:

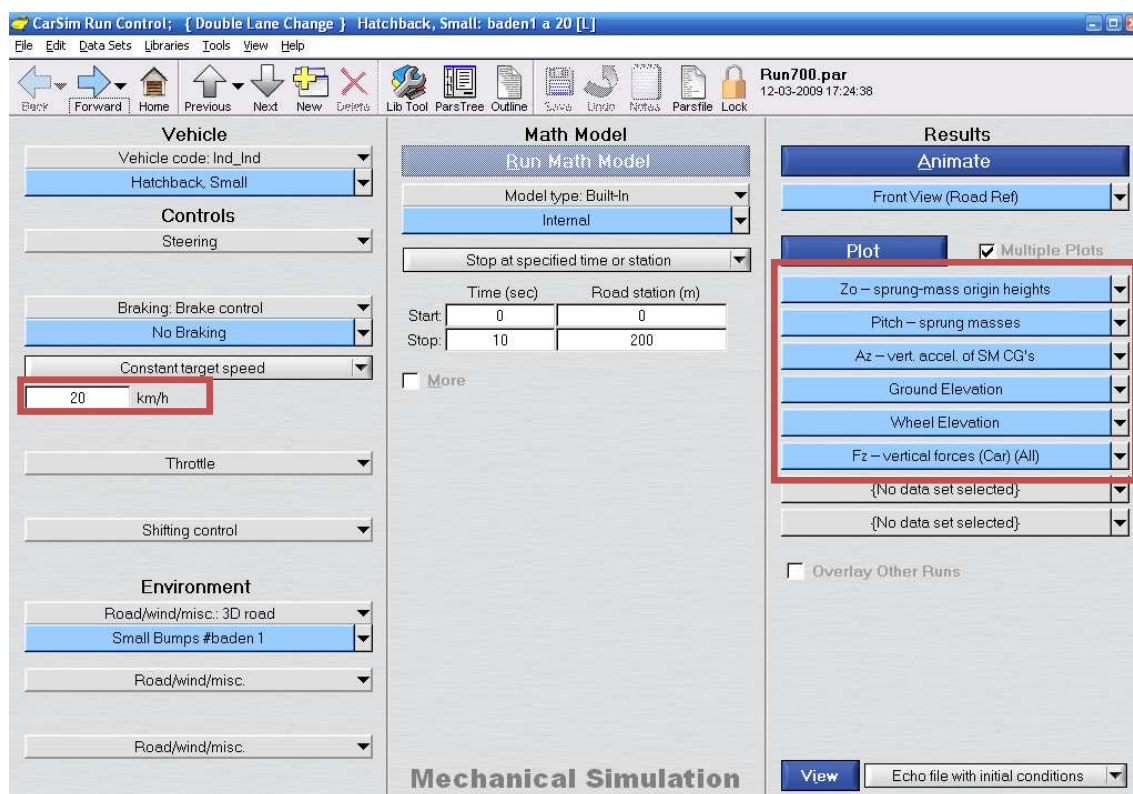


Figura 55: Velocidad del ensayo y parámetros a ensayar

Una vez introducidos todos los parámetros tanto del vehículo como de la geometría del asfalto se hace correr la simulación en la parte central de la página inicial. En la parte derecha se pueden observar los datos que se quiere estudiar.

Resumiendo, se hará pasar por el reductor referenciado en la norma, los tres vehículos anteriormente citados a cuatro velocidades distintas (20, 30, 40 y 50 Km/h). El reductor tendrá las dimensiones que se observan en la gráfica mostrada anteriormente.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

En todos los ensayos estudiaremos:

1. Trayectoria del centro de gravedad del vehículo.
2. Ángulo de cabeceo de la masa suspendida.
3. Aceleración vertical del centro de gravedad de la masa suspendida.
4. Elevación de la tierra.
5. Trayectoria del centro de las ruedas.
6. Fuerza vertical en los neumáticos.

A continuación se realizará la simulación con un reductor con mayor longitud en las rampas tanto de entrada como de salida, pasando de 1 m a 2,5 m. Nos referiremos a lo largo de este estudio a este dispositivo como reductor 2. En dichas simulaciones haremos circular el vehículo compacto a las velocidades de 40, 50 y 60 Km/h, para analizar los mismos parámetros que en la anterior simulación, y así poder comparar el efecto que se produce al aumentar la longitud de los reductores.

6.2 ÁNGULO DE CABECEO DE LA MASA SUSPENDIDA

El ángulo de cabeceo expresa los grados que el eje longitudinal del vehículo (eje OX) gira respecto del eje OY que pasa por el centro de gravedad, es decir, comprobamos como cabecea el vehículo al paso del resalto y, aunque de modo indirecto, analizar así la transferencia de masas entre ejes. Dicha transferencia de masas hará variar la carga vertical que gravita sobre cada rueda, modificando así la adherencia disponible y las condiciones de seguridad del vehículo.

Se muestran las gráficas representativas del cabeceo de los tres vehículos circulando a la misma velocidad:

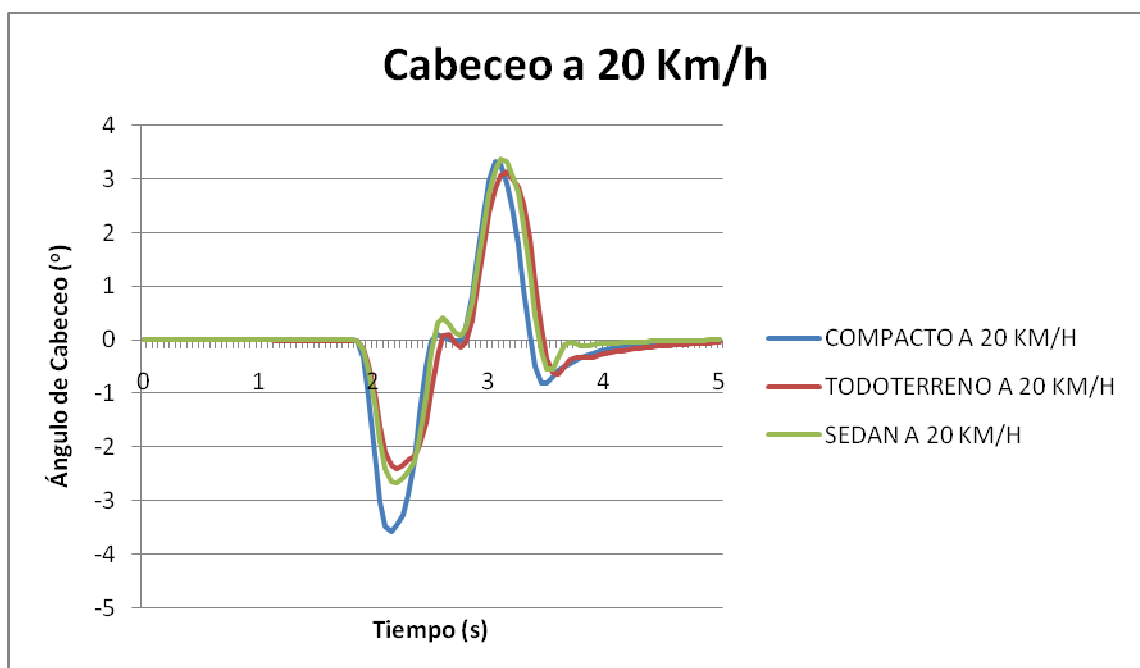


Figura 56: Cabeceo de los tres vehículos a 20 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

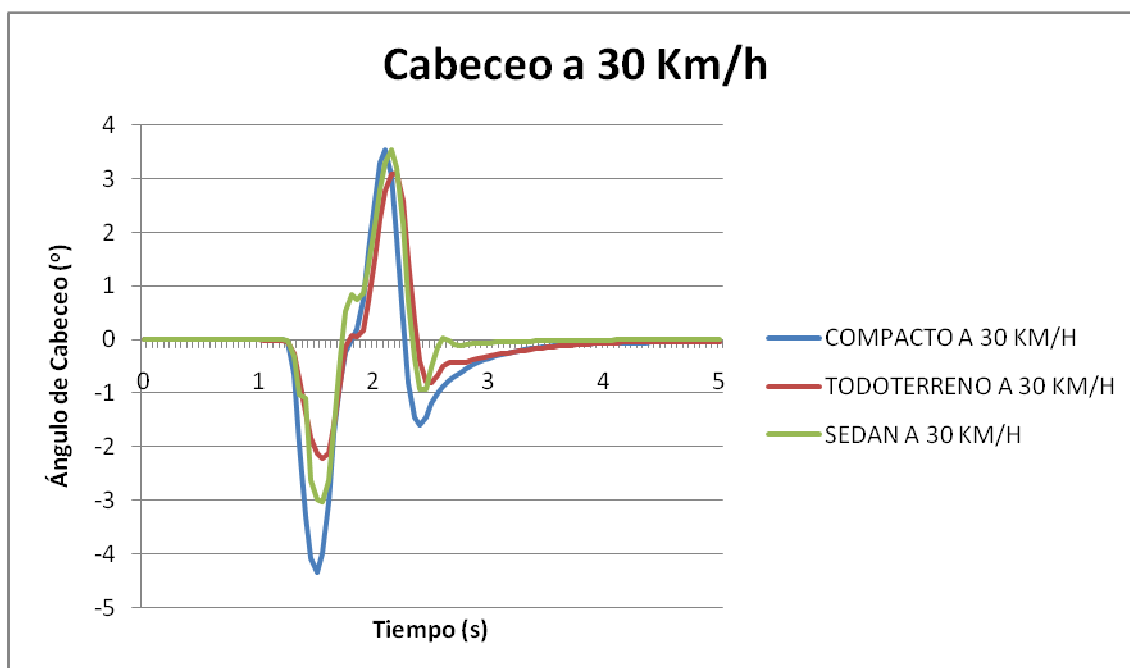


Figura 57: Cabeceo de los tres vehículos a 30 Km/h

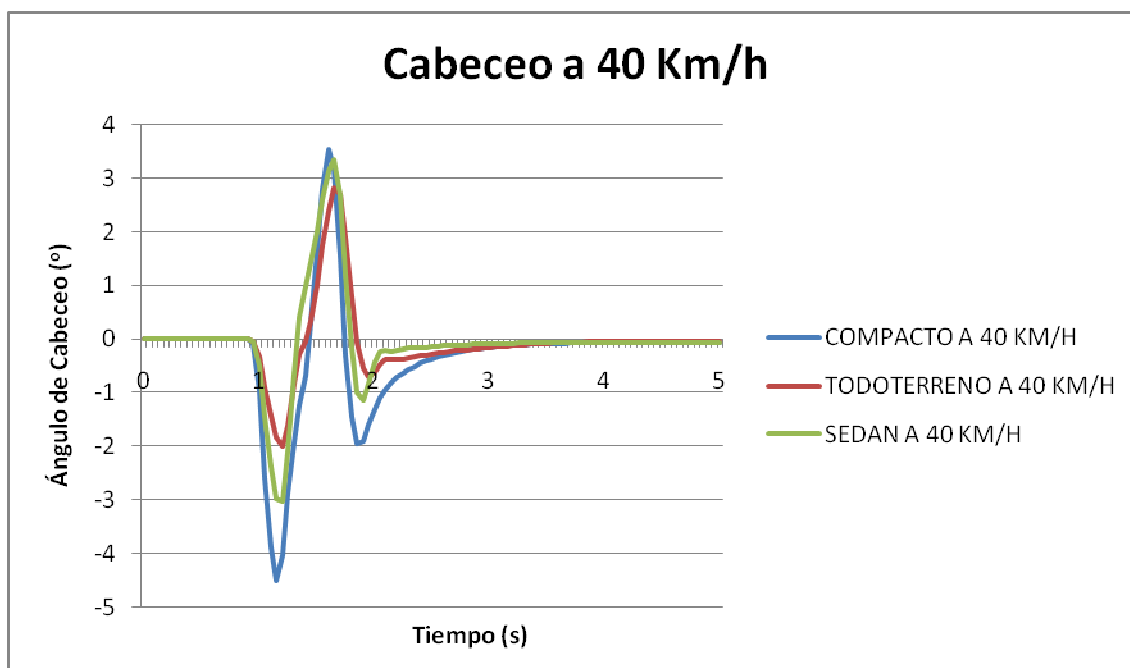


Figura 58: Cabeceo de los tres vehículos a 40 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

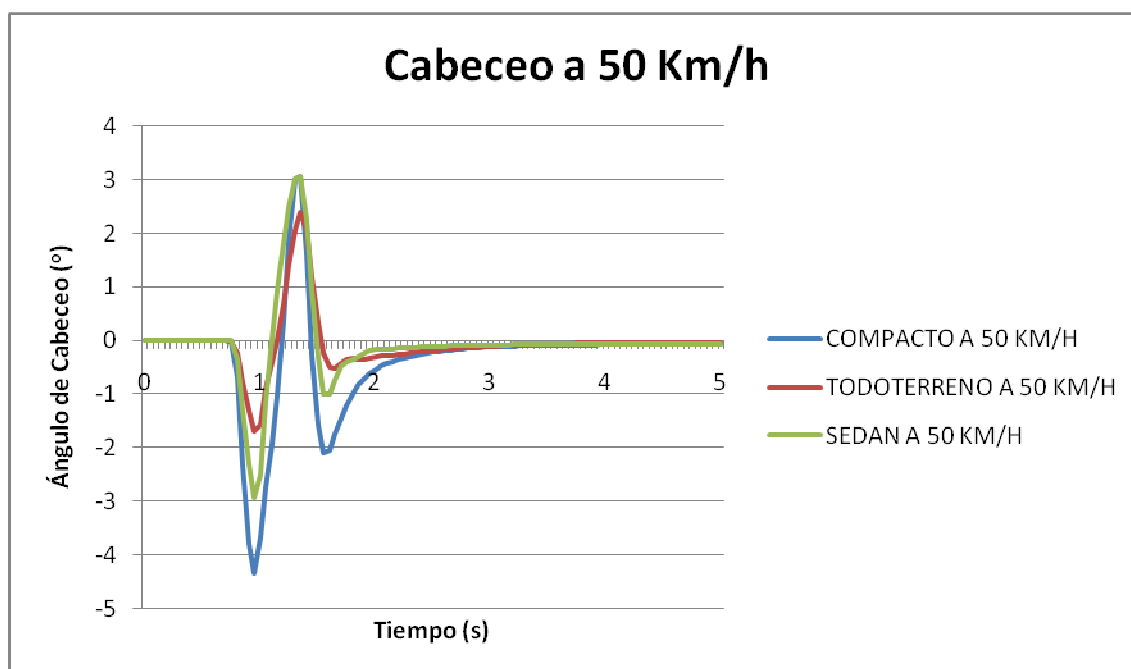


Figura 59: Cabeceo de los tres vehículos a 50 Km/h

En las gráficas se puede observar como a las cuatro velocidades estudiadas siempre se necesitan dos cabeceos para recuperar la estabilidad, siendo el vehículo compacto en el que, a todas las velocidades, el cabeceo es mayor.

A continuación se muestran los datos del cabeceo máximo y mínimo observados en las gráficas anteriores:

	20 Km/h	30 Km/h	40 Km/h	50 Km/h
COMPACTO	3,33	3,53	3,55	3,06
SEDAN	3,37	3,54	3,35	3,07
TODOTERRENO	3,12	3,11	2,82	2,39

Tabla 3: Cabeceo máximo (°)

	20 Km/h	30 Km/h	40 Km/h	50 Km/h
COMPACTO	-3,58	-4,34	-4,52	-4,35
SEDAN	-2,67	-3,04	-3,04	-2,94
TODOTERRENO	-2,41	-2,23	-2,00	-1,69

Tabla 4: Cabeceo mínimo (°)

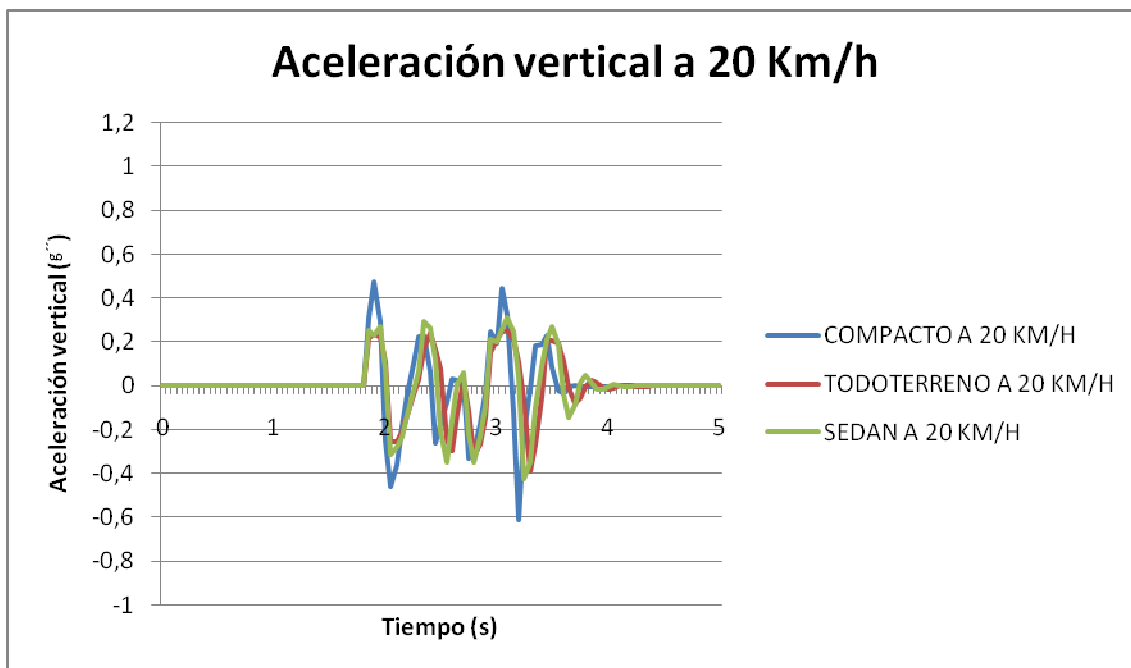
6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Conclusiones:

- A medida que aumenta la batalla del vehículo y/o la masa suspendida, en el mismo ensayo a la misma velocidad, el cabeceo disminuye.
- Al aumentar la velocidad, el cabeceo varía en función de la batalla, pudiéndose observar que en el compacto el cabeceo aumenta con la velocidad pero en el todoterreno disminuye. La tendencia descrita puede generalizarse, sin embargo, se podrán observar pequeñas modificaciones sobre la misma al variar el tipo y las características de los diferentes sistemas de suspensión.

6.3 ACELERACIÓN VERTICAL

Las figuras siguientes muestran la aceleración vertical producida en el vehículo como resultado de atravesar el reductor de velocidad. La aceleración vertical es la fuerza que soporta una unidad de masa en sentido perpendicular al suelo. Mediante estas gráficas es posible analizar el grado de incomodidad que produce la acción de atravesar el reductor de velocidad en los ocupantes del vehículo.



En Figura 60: Aceleración vertical de los tres vehículos a 20 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

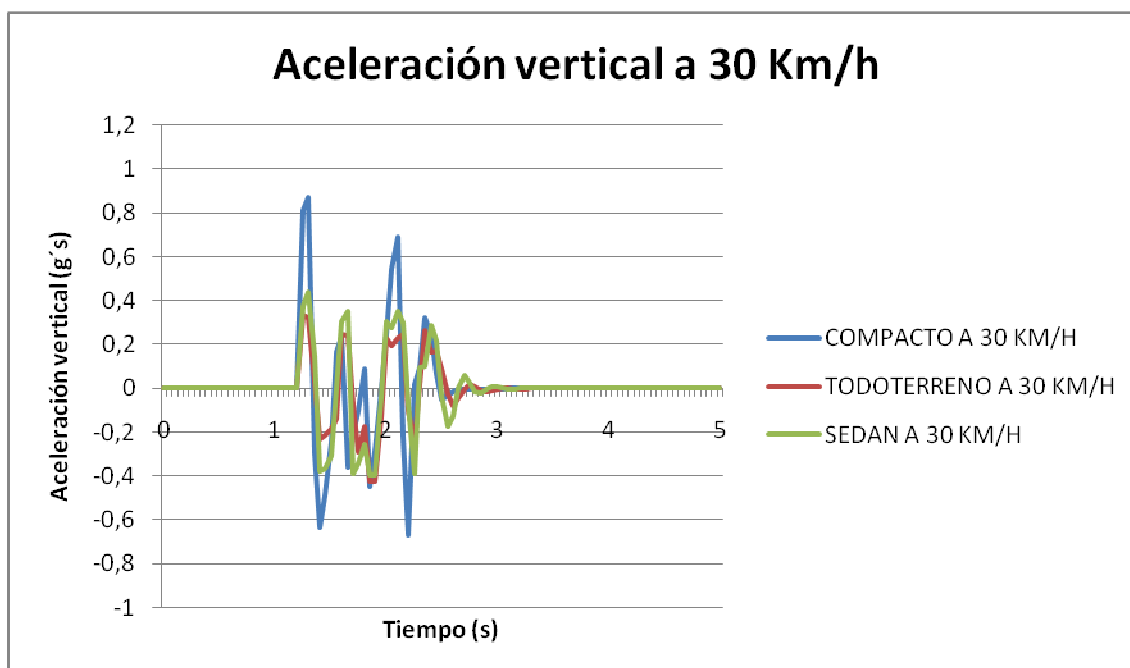


Figura 61: Aceleración vertical de los tres vehículos a 30 Km/h

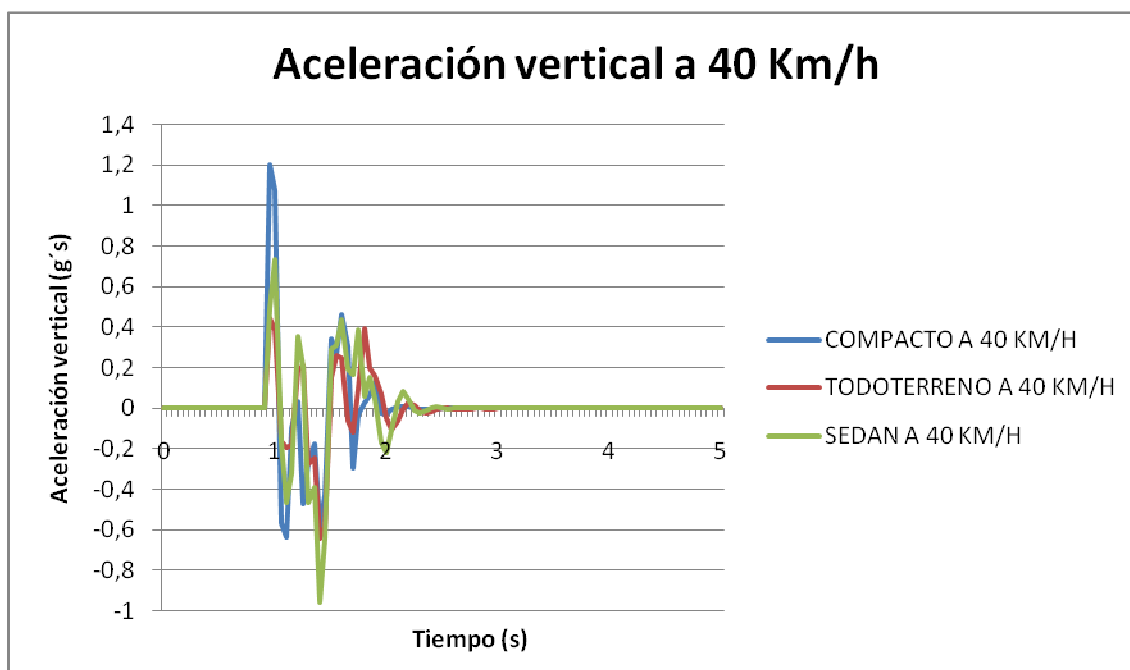


Figura 62: Aceleración vertical de los tres vehículos a 40 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

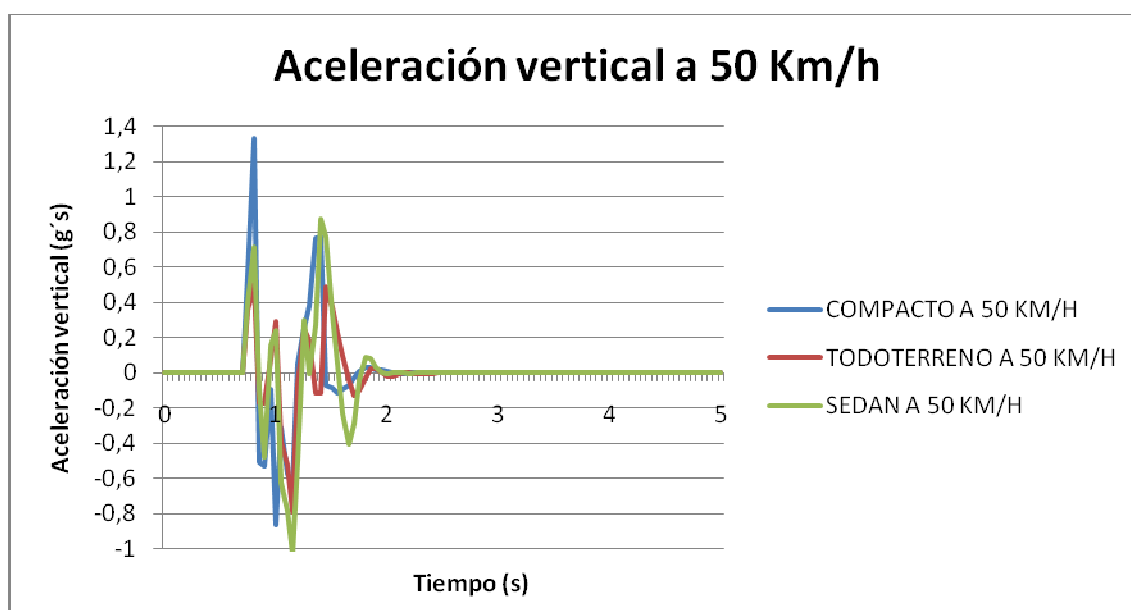


Figura 63: Aceleración vertical de los tres vehículos a 50 Km/h

En estas gráficas se puede ver, como en el caso anterior, que el vehículo con mayor aceleración vertical es el compacto. Esto se debe fundamentalmente, al menor recorrido de sus suspensiones y al aumento de la firmeza (rigidez) de las mismas. Obteniéndose para todos los vehículos la menor aceleración vertical a la menor velocidad estudiada, 20 Km/h.

En las siguientes tablas de pueden observar los valores máximos y mínimos de la aceleración vertical para todos los vehículos estudiados a las diferentes velocidades de ensayo:

	20 Km/h	30 Km/h	40 Km/h	50 Km/h
COMPACTO	0,48	0,87	1,20	1,33
SEDAN	0,31	0,44	0,73	0,88
TODOTERRENO	0,25	0,34	0,44	0,51

Tabla 5: Aceleración vertical máxima (g's)

	20 Km/h	30 Km/h	40 Km/h	50 Km/h
COMPACTO	-0,61	-0,67	-0,64	0,87
SEDAN	-0,43	-0,40	-0,96	-1,03
TODOTERRENO	-0,39	-0,43	-0,64	-0,79

Tabla 6: Aceleración vertical mínima (g's)

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Este parámetro, desde el punto de vista de la seguridad de los pasajeros, es muy importante ya que existe un estudio en el que se asegura que al alcanzar un valor entre 4 a 7 veces la gravedad, se llega a experimentar el efecto llamado visión negra o black out. Debido al principio de inercia hace que el fluido sanguíneo tienda a mantenerse en reposo en lugar de seguir el movimiento vertical hacia arriba del cuerpo, y por tanto, disminuye el riego sanguíneo del cerebro produciendo como primer síntoma la aparición de un velo negro en la visión que da nombre al fenómeno que puede derivar rápidamente en pérdida de consciencia, situación que se convierte en más peligrosa aún.

En todos los casos analizados nos encontramos lejos de los valores de aceleración que producen dicho fenómeno. No obstante, el efecto descrito permite relacionar claramente el confort y la salud de los ocupantes del vehículo.

Conclusiones:

- La aceleración vertical máxima, 1,33 g's, se obtiene en el compacto circulando a la velocidad máxima, 50 Km/h. Este caso junto a la circulación del compacto a 40 Km/h, son los únicos casos en los que la aceleración vertical supera el g ($9,8 \text{ m/s}^2$). Esto indica que todos los elementos y los ocupantes que se encuentren en el interior del vehículo serán proyectados en sentido vertical ascendente dentro de éste, resultando esta situación incomoda y peligrosa. Además los ocupantes podrían llegar a despegar del asiento, de no ser por la acción del cinturón de seguridad, y en algunas ocasiones llega a dar con la cabeza en el techo.
- A medida que aumenta la batalla del vehículo y/o la masa suspendida, a la misma velocidad, la aceleración vertical disminuye.

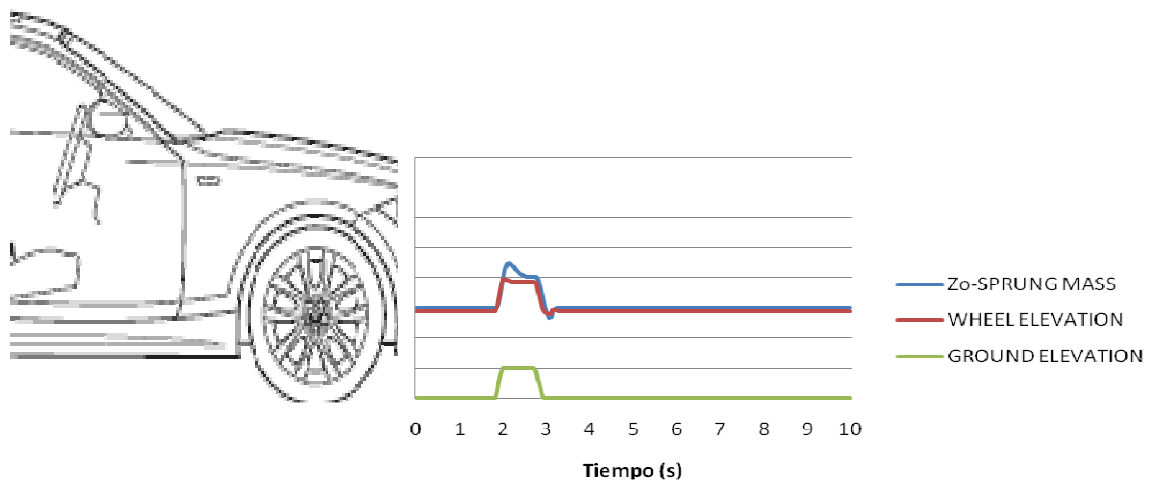
6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

- Al aumentar la velocidad, la aceleración vertical máxima aumenta en los tres vehículos. Sin embargo, se observa que la aceleración vertical mínima varía poco a velocidades bajas, mientras que al aumentar la velocidad la aceleración mínima también aumenta en valor absoluto. Este fenómeno puede ser debido a que las inercias inducidas por el resalto sobre el vehículo a velocidades bajas, pueden ser absorbidas por el sistema de amortiguación. En cambio, a velocidades altas, la inercia del vehículo hace que la efectividad de la amortiguación disminuya en el primer ciclo de oscilación.

6.4 TRAYECTORIA DEL VEHÍCULO

Las figuras siguientes, muestran las trayectorias seguidas por el centro de gravedad del vehículo (línea de color azul) y el eje de la rueda (línea de color rojo) al pasar sobre el obstáculo (línea de color verde). De este modo, la superposición de las dos trayectorias y la geometría del resalto permiten abordar el análisis de un modo cualitativo.

La siguiente figura nos ayuda a visualizar las gráficas que a continuación se detallarán:



6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

➤ Ensayos a 20 Km/h:

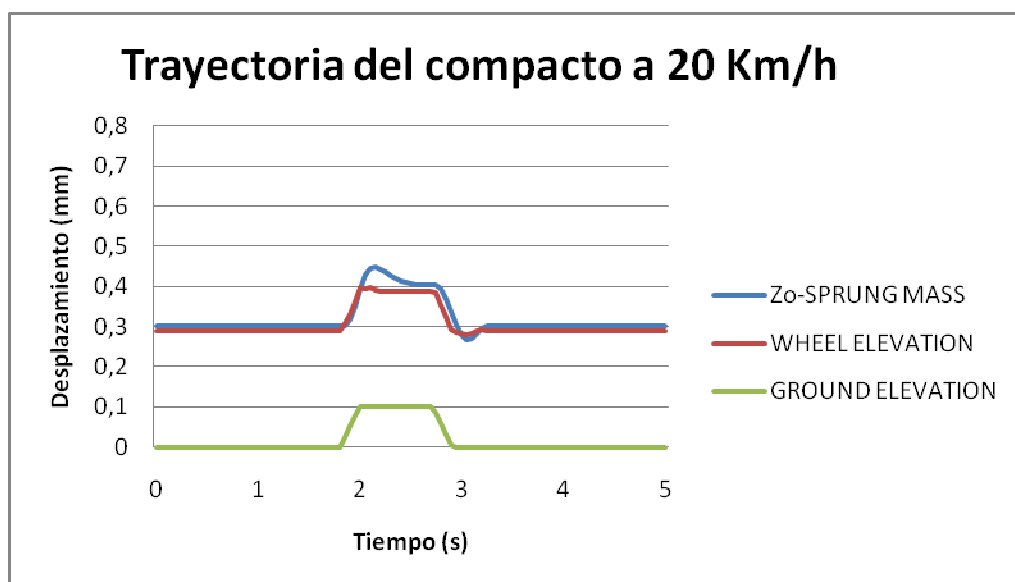


Figura 64: Trayectoria del compacto a 20 Km/h

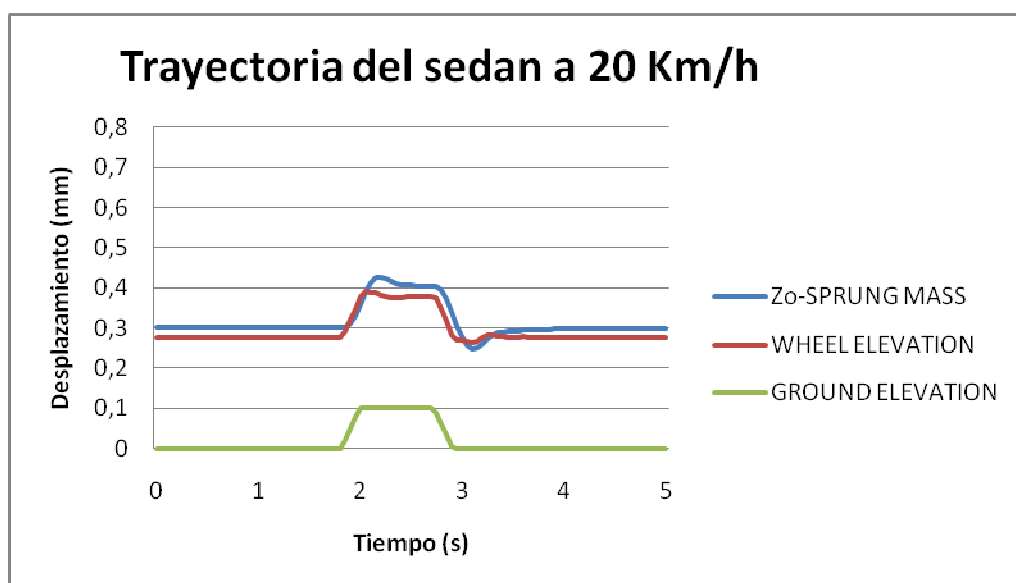


Figura 65: Trayectoria del sedan a 20 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

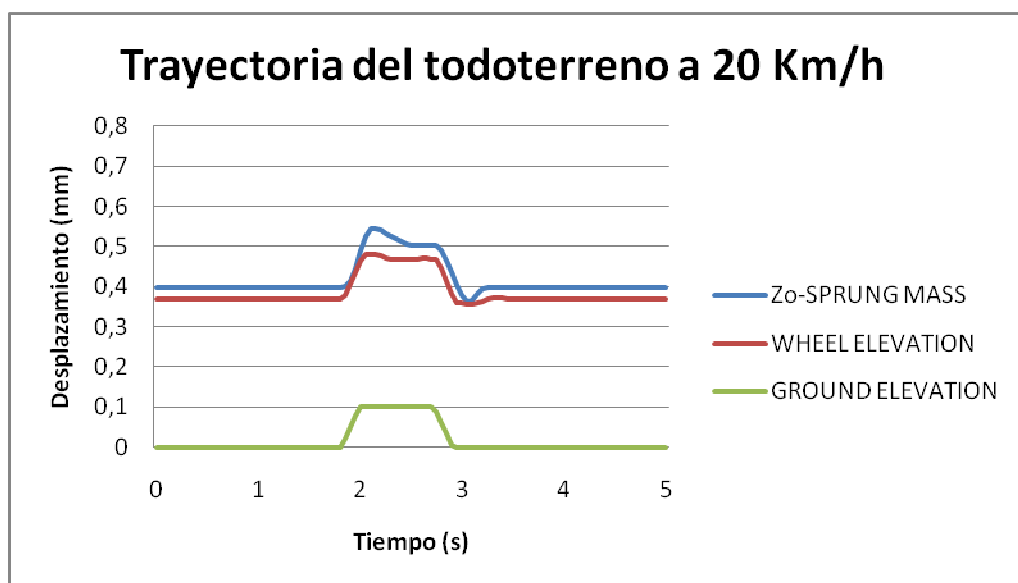


Figura 66: Trayectoria del todoterreno a 20 Km/h

➤ Ensayos a 30 Km/h:

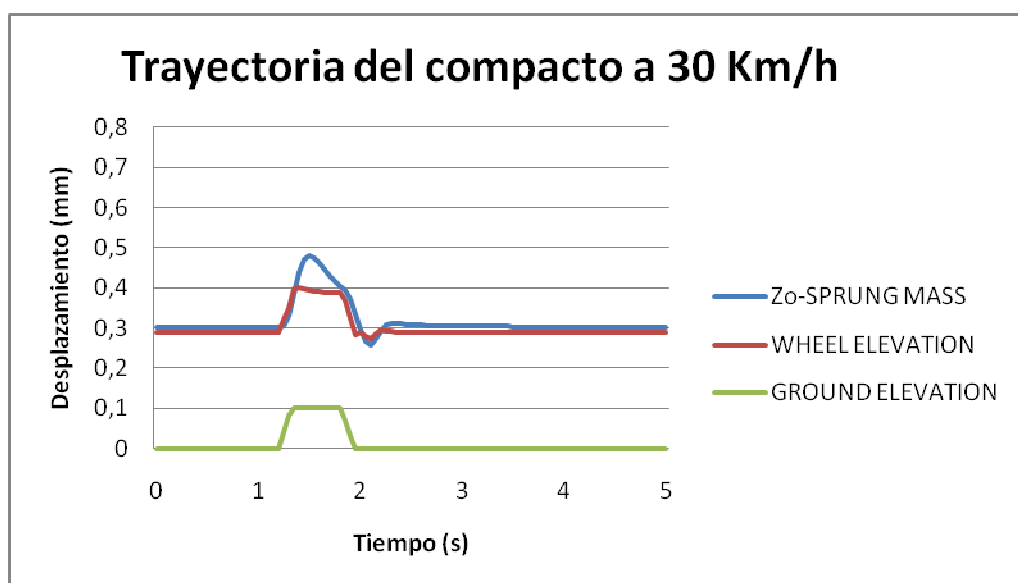


Figura 67: Trayectoria del compacto a 30 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

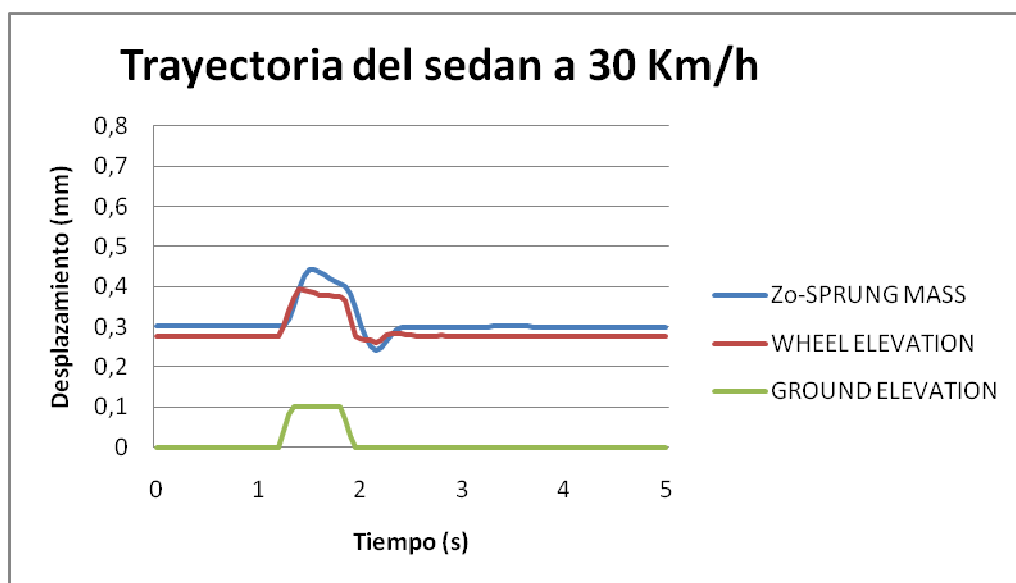


Figura 68: Trayectoria del sedan a 30 Km/h

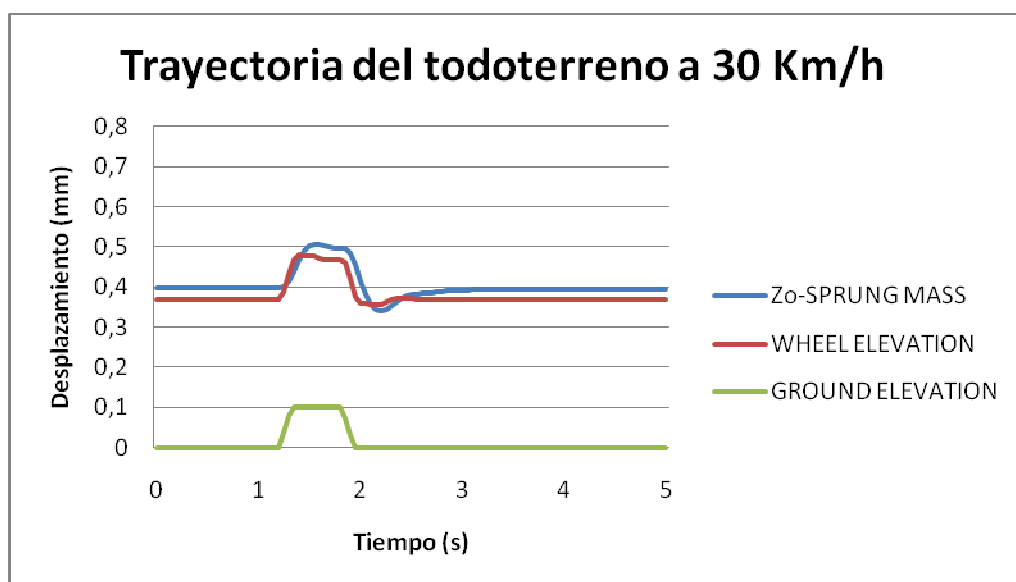


Figura 69: Trayectoria del todoterreno a 30 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

➤ Ensayos a 40 Km/h:

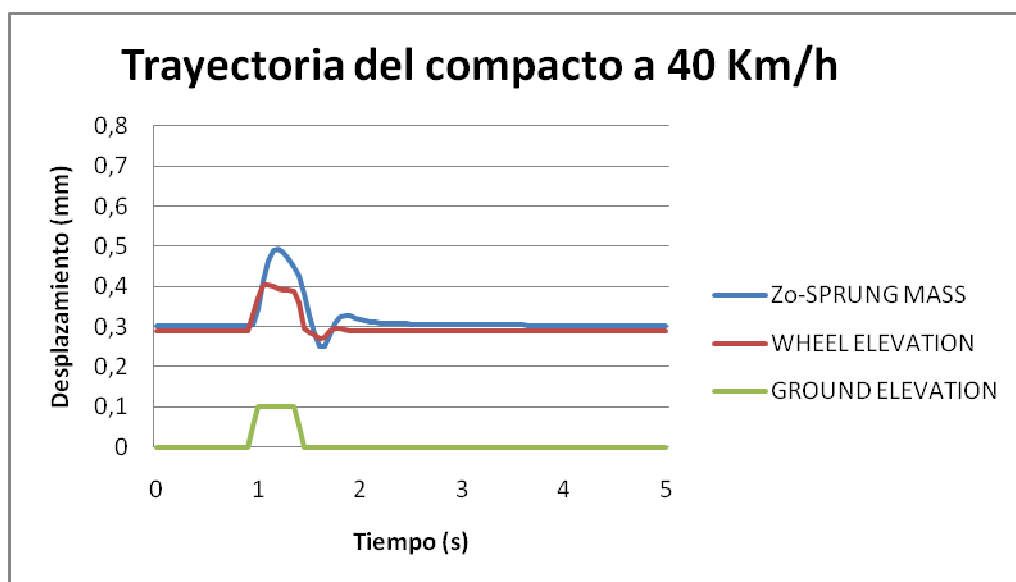


Figura 70: Trayectoria del compacto a 20 Km/h

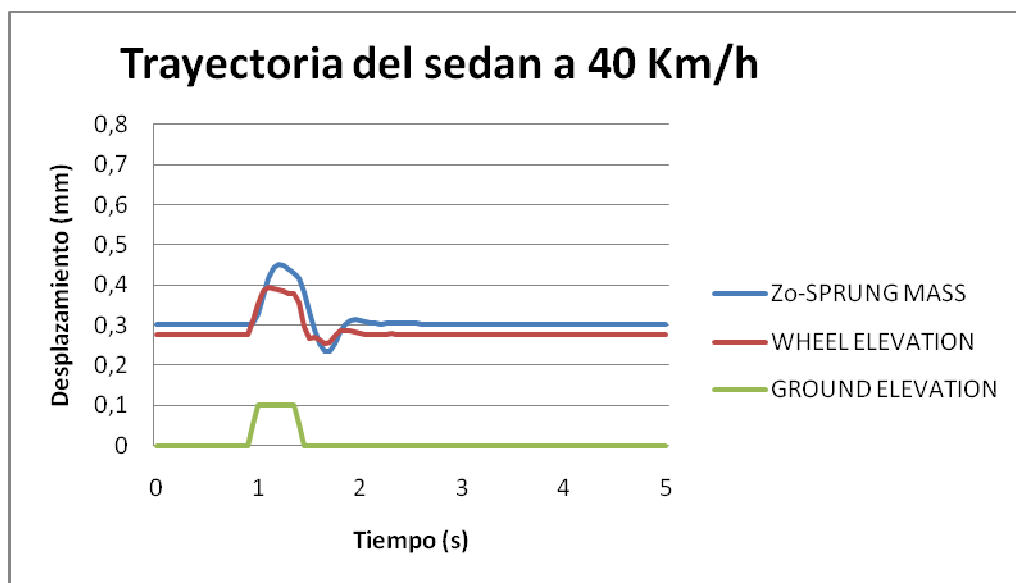


Figura 71: Trayectoria del sedan a 40 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

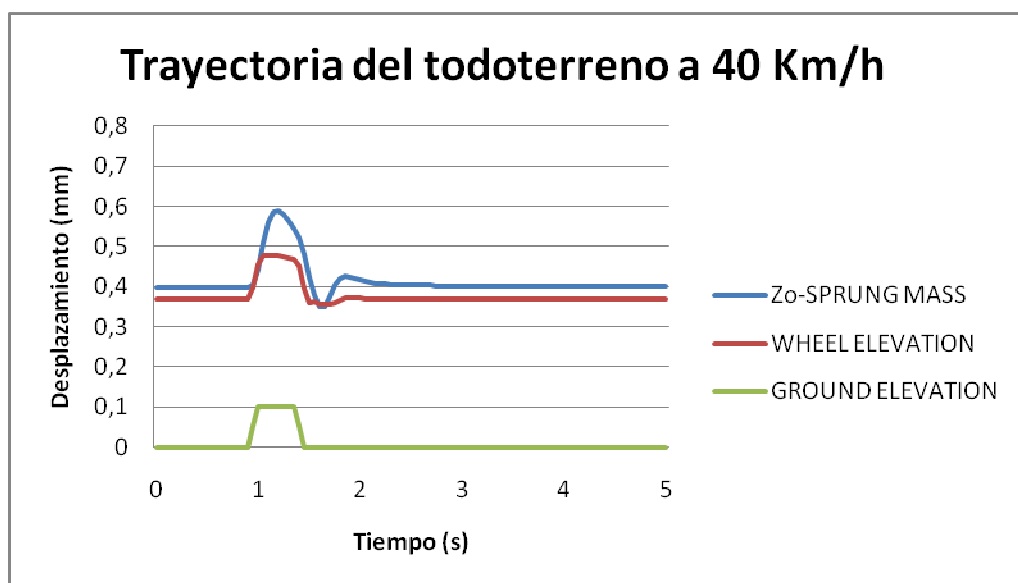


Figura 72: Trayectoria del todoterreno a 40 Km/h

➤ Ensayos a 50 Km/h:

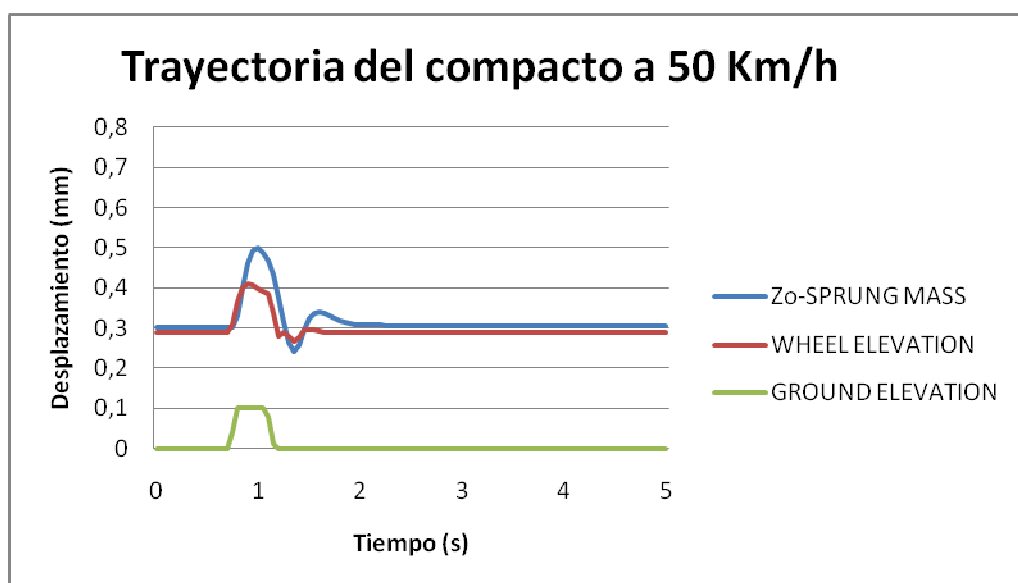


Figura 73: Trayectoria del compacto a 50 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

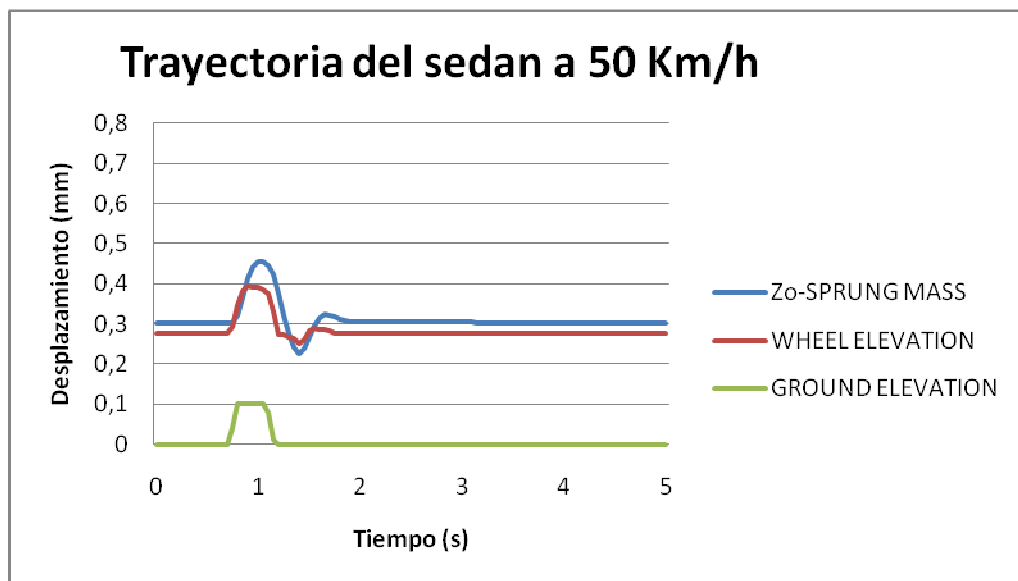


Figura 74: Trayectoria del sedan a 50 Km/h

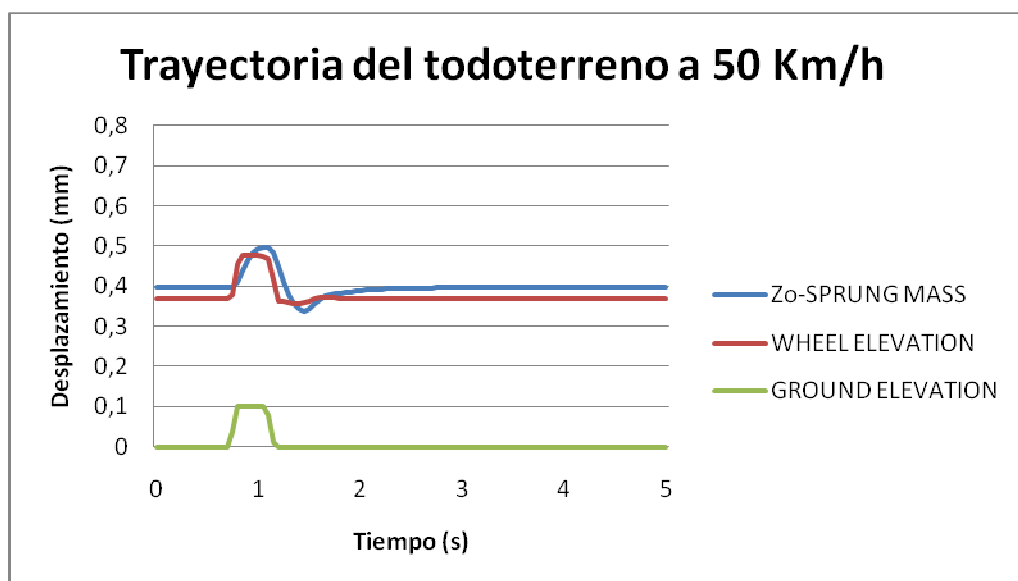


Figura 75: Trayectoria del todoterreno a 50 Km/h

Se observa que la oscilación descrita por el eje de la rueda coincide en posición con el obstáculo. Al final del resalto se observa una pequeña oscilación que representa el momento en el que la rueda termina de bajar el resalto y la pequeña deformación que sufre el neumático hasta que recupera su posición de equilibrio. Este transitorio es menor a medida que es menor la velocidad de circulación.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Sin embargo, la trayectoria del centro de gravedad del vehículo muestra una oscilación en el instante de entrada al obstáculo, debido a la brusca transferencia de masas que se produce al incidir el neumático en el flanco de entrada del resalto y a que la posición del centro de gravedad del vehículo está retrasada respecto al centro de la rueda delantera. La amplitud de las oscilaciones permite evaluar el modo en que el obstáculo incide sobre la seguridad y el confort en el vehículo.

Con respecto a la trayectoria del centro de gravedad del vehículo, en las siguientes gráficas, donde figuran agrupadas las tres velocidades para cada vehículo, se puede observar como a medida que aumenta la velocidad, tanto en el compacto como en el sedan, aumenta el desplazamiento del centro de gravedad del vehículo a la entrada del resalto. Igualmente ocurre con el todoterreno, pero a la velocidad de 40 Km/h se comporta de diferente forma, pudiendo deberse a que a 50 Km/h el amortiguador no es capaz de trabajar sin afectar a la masa suspendida.

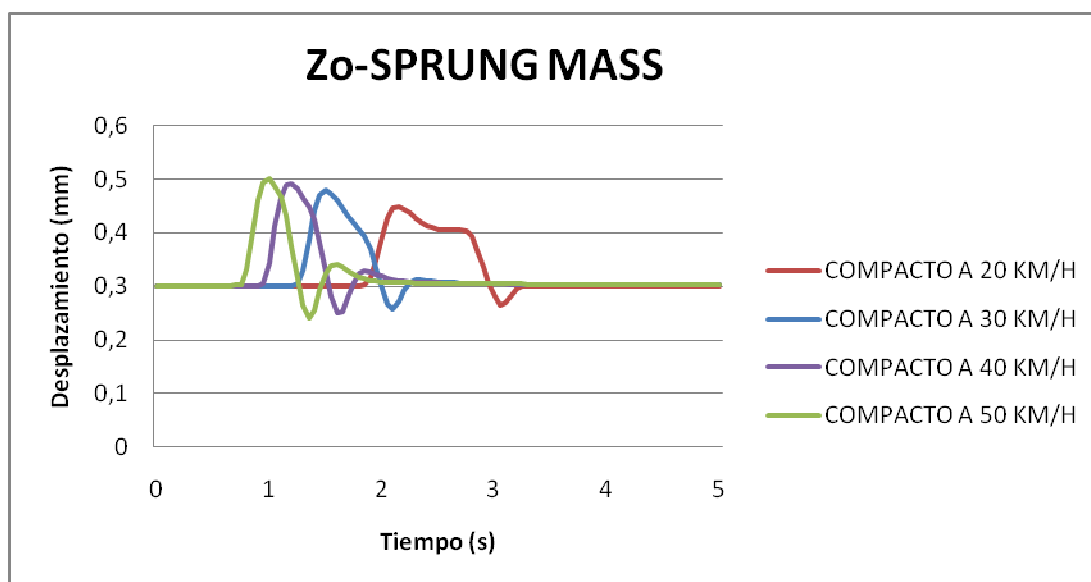


Figura 76: Trayectoria del centro de gravedad del compacto

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

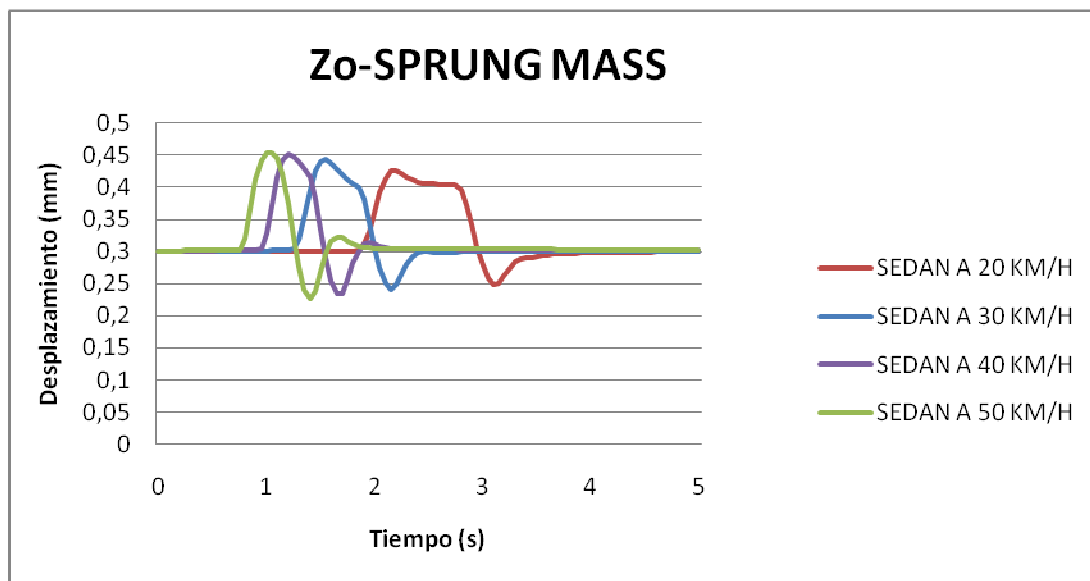


Figura 77: Trayectoria del centro de gravedad del sedán

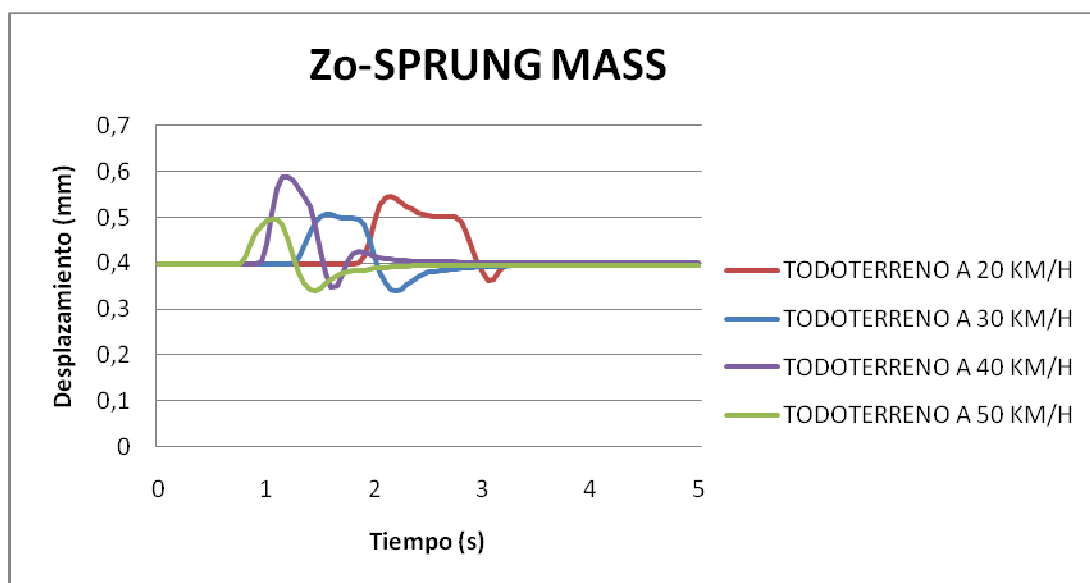


Figura 78: Trayectoria del centro de gravedad del todoterreno

Si se diese el caso en que la distancia del obstáculo al eje de la rueda fuese mayor que el radio bajo carga, se produciría una pérdida parcial de adherencia. Si esa distancia fuese mayor que el radio nominal de la misma se daría una pérdida de contacto entre rueda y pavimento, perdiendo así totalmente la adherencia y dando lugar a una situación de peligro (al perder adherencia no habría capacidad para transmitir esfuerzos de frenado o para maniobrar en caso de necesidad).

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Para realizar un estudio cuantitativo de la pérdida de adherencia se representan las fuerzas verticales que se aplican en cada neumático al circular:

➤ **Ensayos a 20 Km/h:**

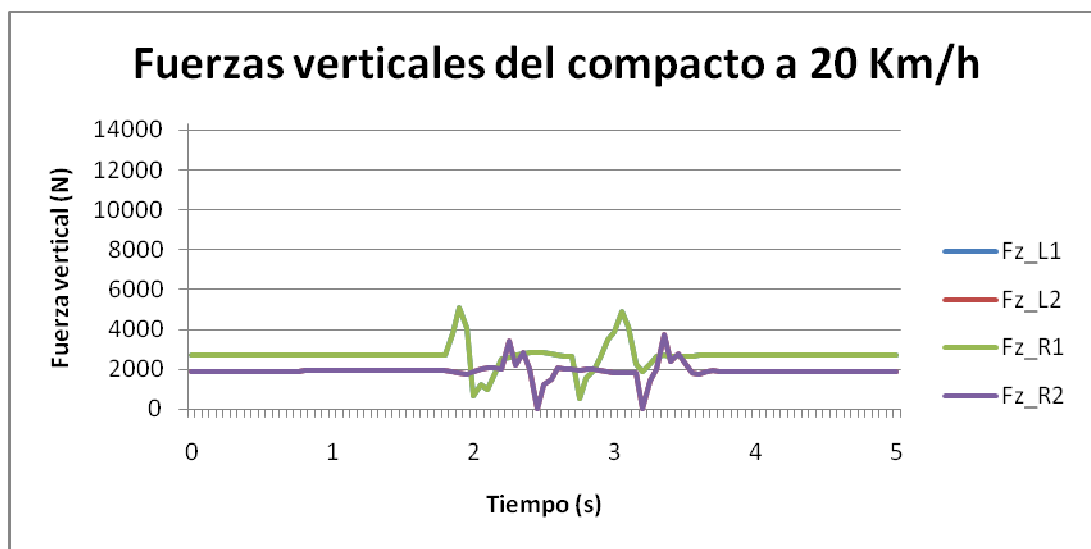


Figura 79: Fuerzas verticales del compacto a 20 Km/h

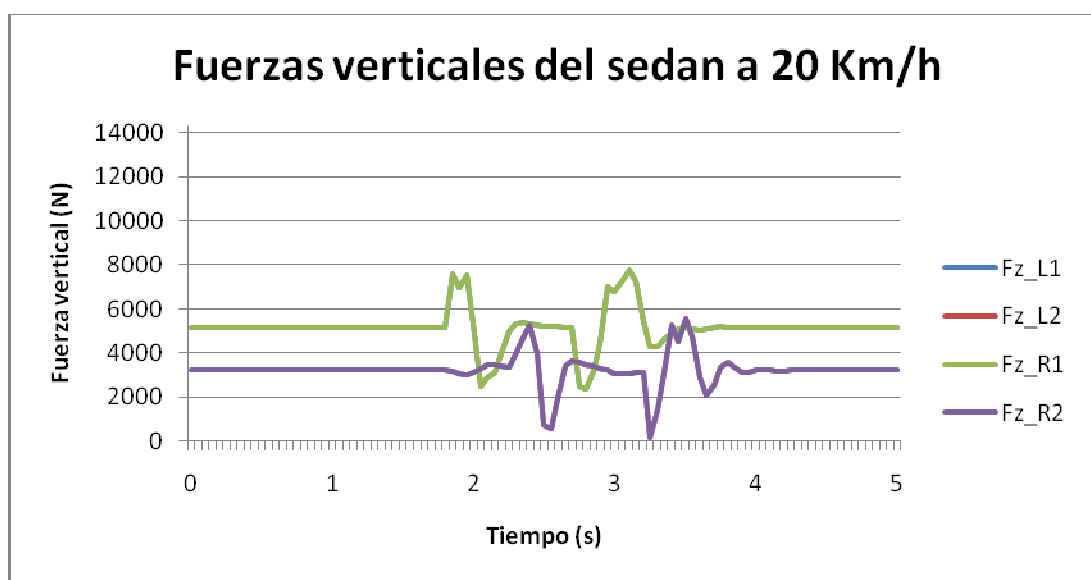


Figura 80: Fuerzas verticales del sedan a 20 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

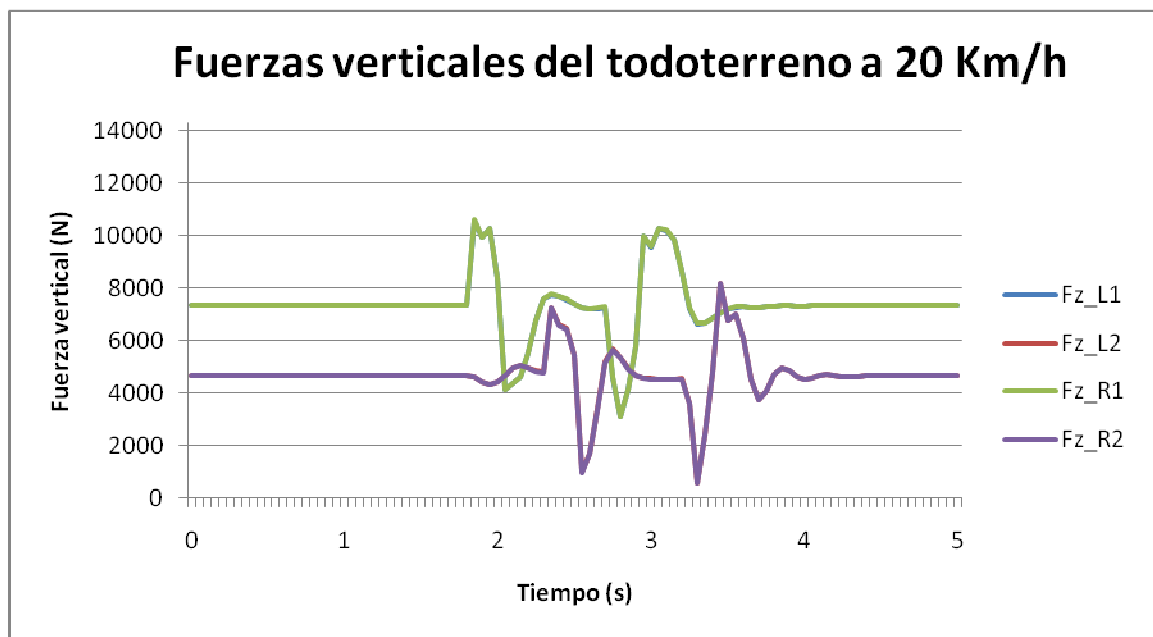


Figura 81: Fuerzas verticales del todoterreno a 20 Km/h

➤ Ensayos a 30 Km/h:

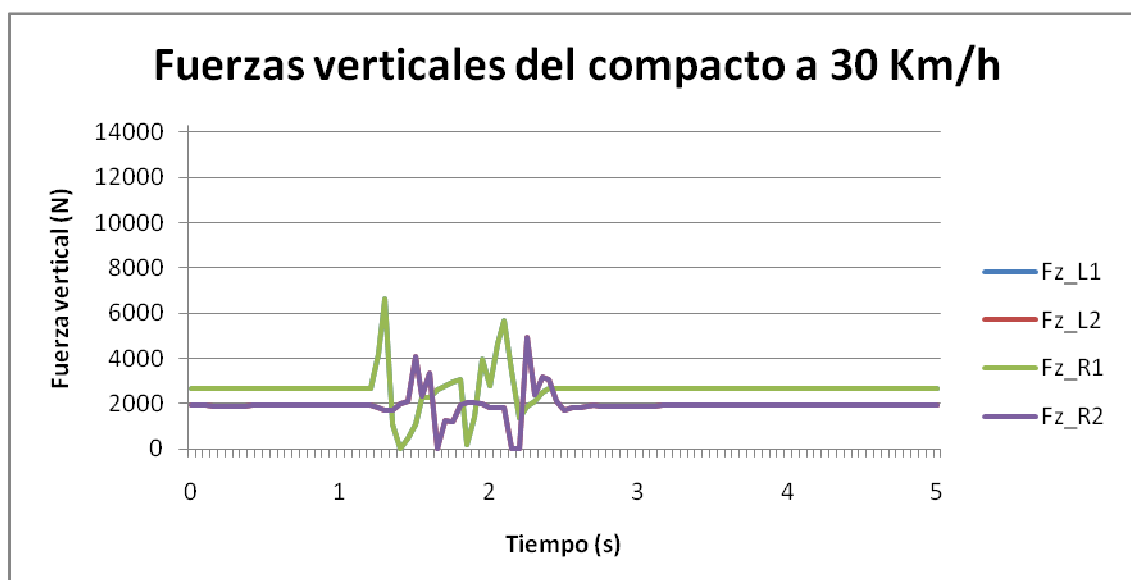


Figura 82: Fuerzas verticales del compacto a 30 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

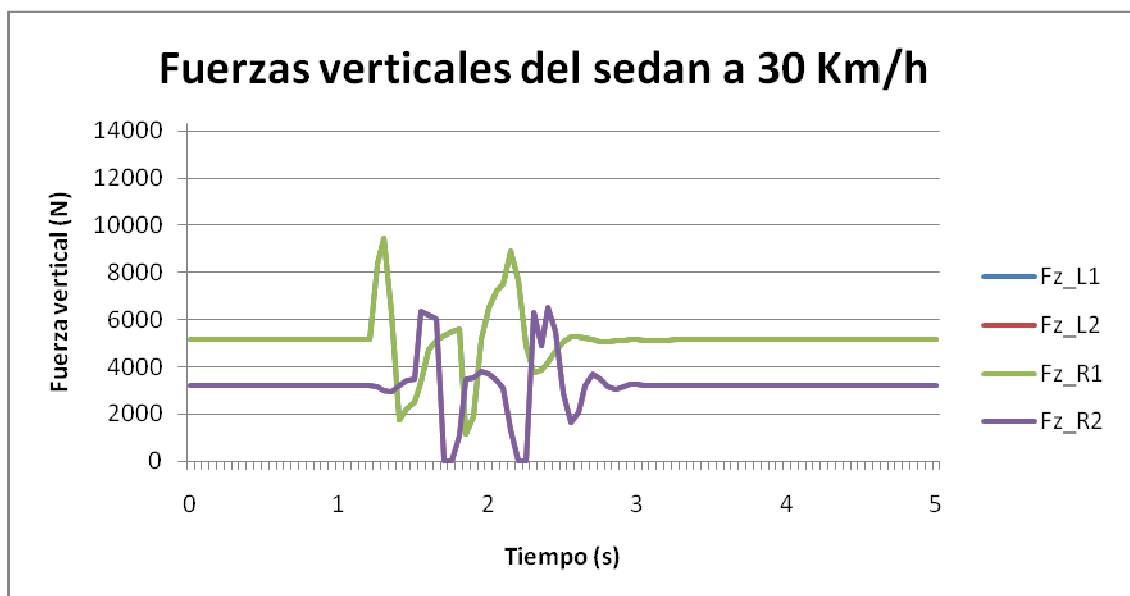


Figura 83: Fuerzas verticales del sedan a 30 Km/h

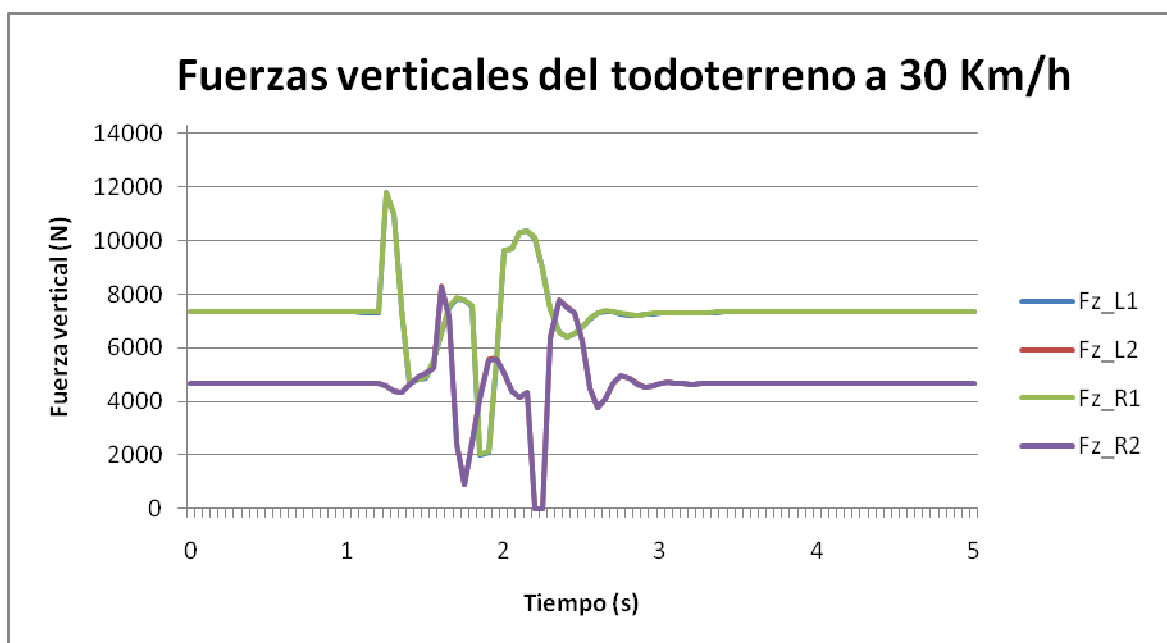


Figura 84: Fuerzas verticales del todoterreno a 30 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

➤ Ensayos a 40 Km/h:

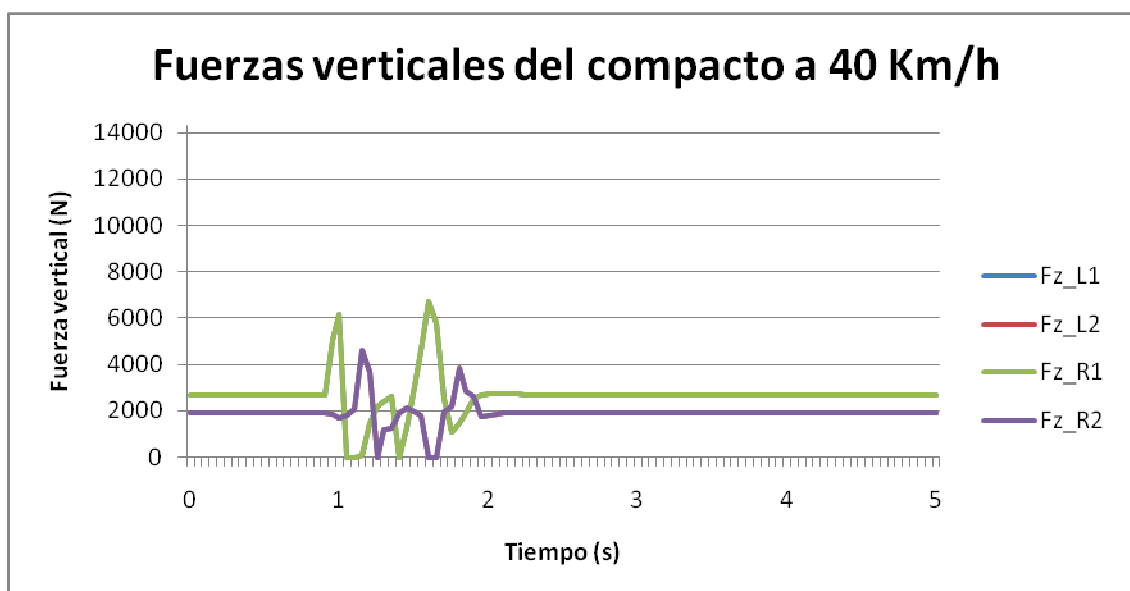


Figura 85: Fuerzas verticales del compacto a 40 Km/h

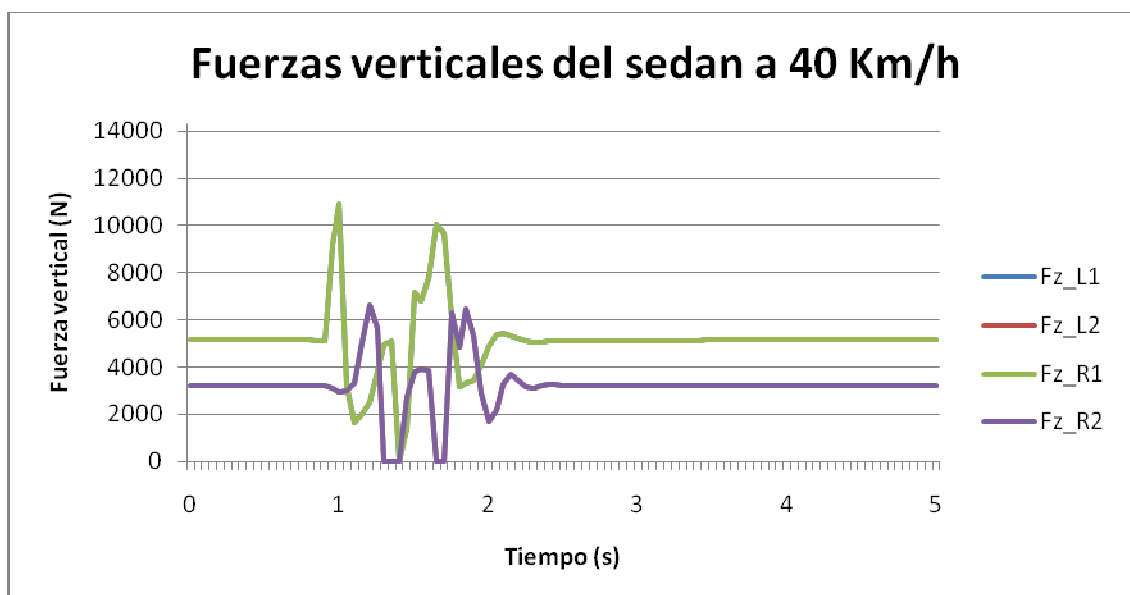


Figura 86: Fuerzas verticales del sedan a 40 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

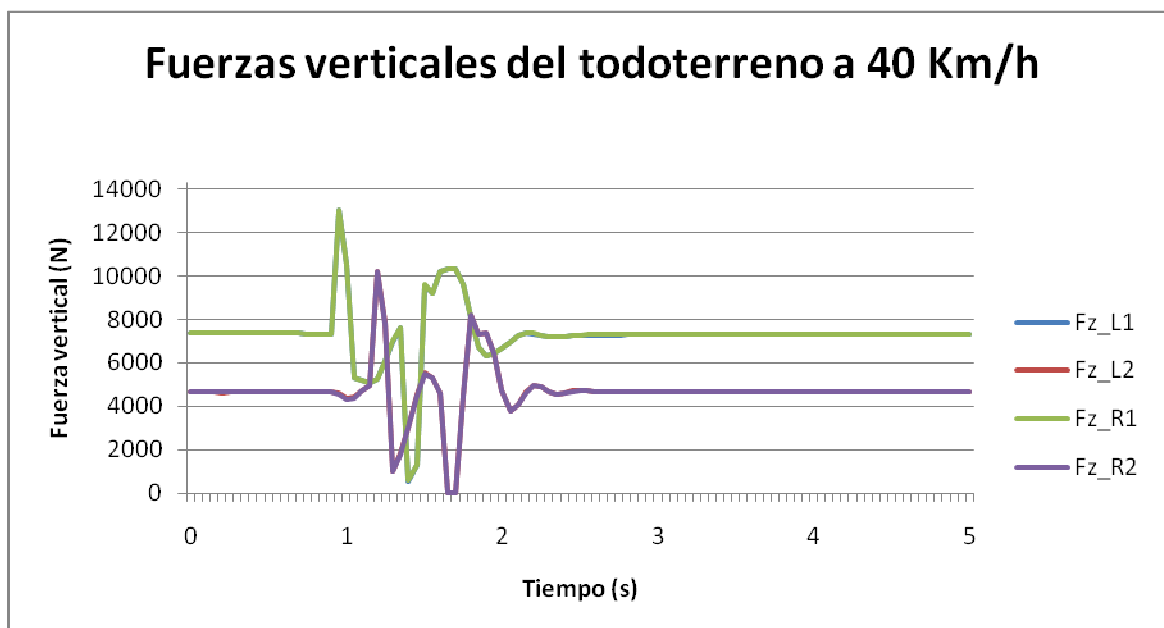


Figura 87: Fuerzas verticales del todoterreno a 40 Km/h

➤ Ensayos a 50 Km/h:

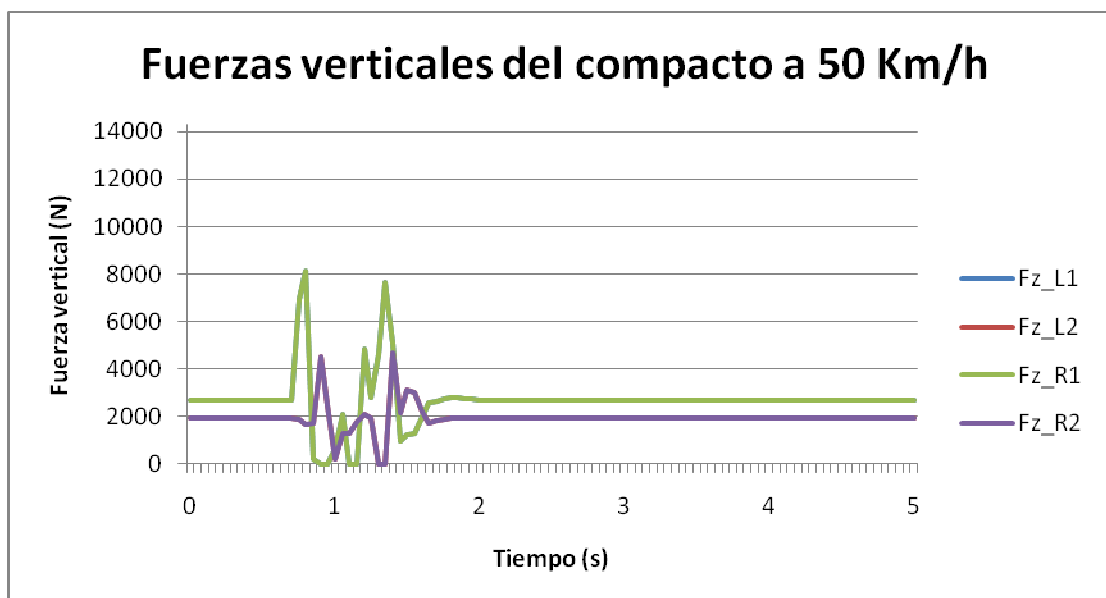


Figura 88: Fuerzas verticales del compacto a 50 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

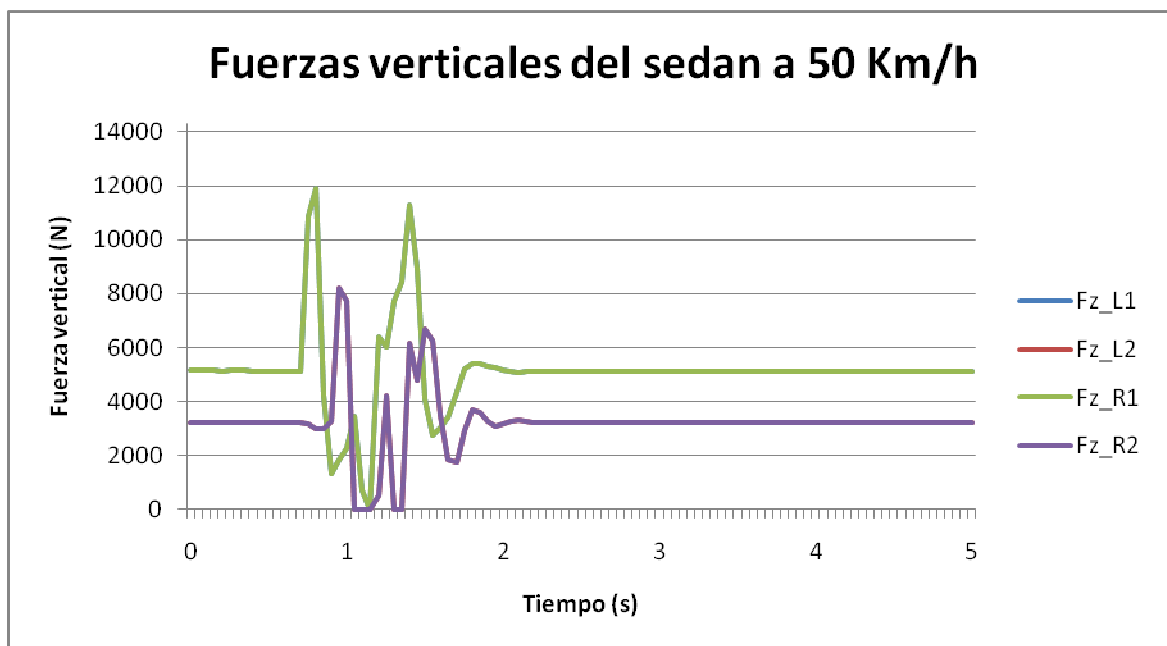


Figura 89: Fuerzas verticales del sedan a 50 Km/h

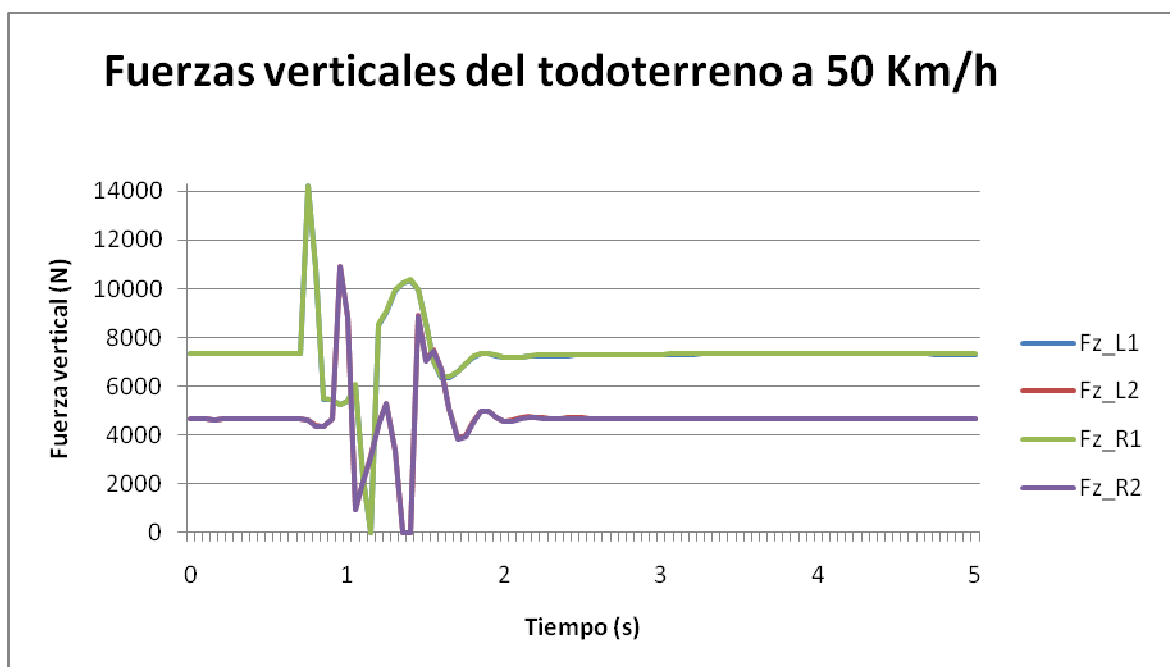


Figura 90: Fuerzas verticales del todoterreno a 50 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

En las siguientes tablas se han recogido los valores máximos y mínimos de los ensayos estudiados anteriormente:

		COMPACTO	SEDAN	TODOTERRENO
20 Km/h	L1 Y R1	5107,79	7767,63	10593,20
	L2 Y R2	3747,71	5540,38	8179,88
30 Km/h	L1 Y R1	6646,85	9440,68	11811,86
	L2 Y R2	4923,21	6544,87	8302,74
40 Km/h	L1 Y R1	6687,72	10914,82	13001,79
	L2 Y R2	4595,68	6611,26	10203,41
50 Km/h	L1 Y R1	8108,48	11895,80	14200,11
	L2 Y R2	4699,91	8184,41	10918,93

Tabla 7: Fuerzas verticales máximas (N)

		COMPACTO	SEDAN	TODOTERRENO
20 Km/h	L1 Y R1	551,97	2379,48	3095,01
	L2 Y R2	0,00	176,95	578,91
30 Km/h	L1 Y R1	40,49	1159,95	2006,05
	L2 Y R2	0,00	0,00	0,00
40 Km/h	L1 Y R1	0,00	0,00	561,88
	L2 Y R2	0,00	0,00	0,00
50 Km/h	L1 Y R1	0,00	0,00	0,00
	L2 Y R2	0,00	0,00	0,00

Tabla 8: Fuerzas verticales mínimas (N)

Conclusiones:

- La fuerza vertical máxima, 14200,11 N , se obtiene en el eje delantero del todoterreno circulando a la velocidad máxima, 50 Km/h.
- A medida que aumenta la batalla del vehículo y/o la masa suspendida, en el mismo ensayo a la misma velocidad, las fuerzas verticales actuantes en los neumáticos tanto del eje delantero como del trasero aumentan.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

- Al aumentar la velocidad las fuerzas verticales máximas aumentan y las mínimas disminuyen, llegando a valores nulos. Es decir, existe pérdida de contacto entre el neumático y el pavimento.
- El compacto es el primer vehículo en el que hay una pérdida de contacto en las ruedas traseras ocurriendo esto a 20 Km/h. A 30Km/h en los tres vehículos hay pérdida de contacto en el eje trasero, siendo a 40 Km/h cuando pierden contacto tanto en el delantero como en el trasero el compacto y el sedán. El todoterreno tiene igualmente una pérdida total de contacto pero a 50 Km/h. Las pérdidas de contacto no son simultáneamente en los dos ejes tal y como muestran las gráficas anteriores, habiendo siempre contacto en uno de los ejes.

6.5 COMPARACIÓN CON UN REDUCTOR DE MAYOR LONGITUD DE RAMPA

Las dimensiones del reductor estudiado son las correspondientes para el caso más crítico, marcando la norma la posibilidad de ir a velocidades mayores si aumentamos la longitud de la rampas tanto de entrada como de salida de 1 a 2,5m. Este es el caso que vamos a estudiar a continuación.

Se simulará mediante Carsim® la acción de dicho reductor, que como se indicó anteriormente solo se diferencia del anterior por el aumento de la longitud de la rampa de entrada y salida. La simulación se realizará con el vehículo compacto a las velocidades de 40, 50 y 60 Km/h.

6.5.1 ÁNGULO DE CABECEO

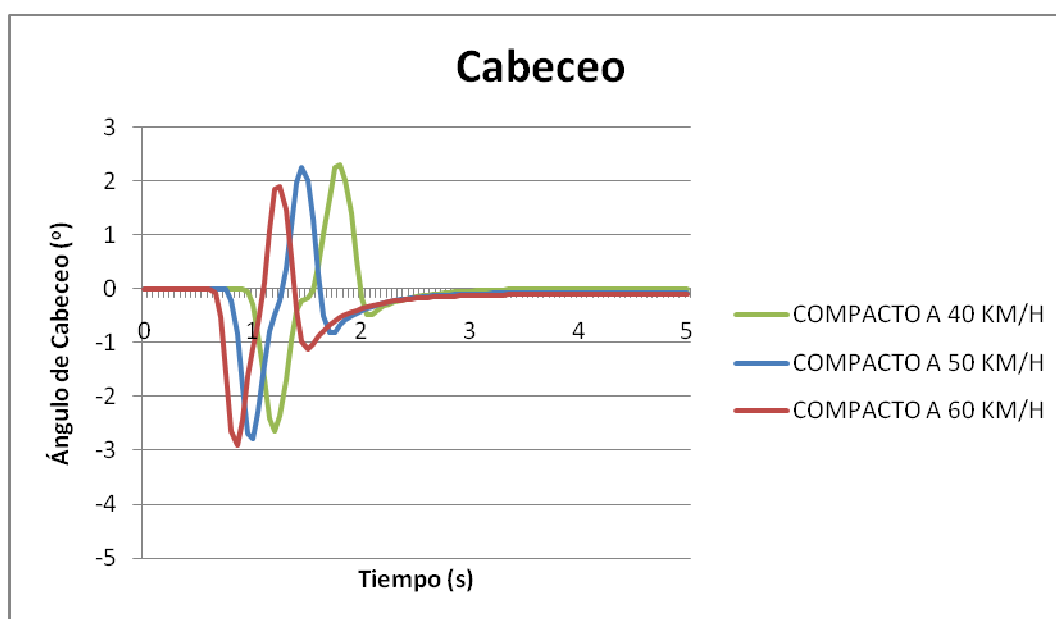


Tabla 9: Ángulo de cabeceo del reductor 2

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

	40 Km/h	50 Km/h	60 Km/h
CABECEO MAX	2,31	2,24	1,91
CABECEO MIN	-2,65	-2,80	-2,91

Tabla 10: Cabeceo máximo y mínimo del reductor 2 (°)

A la vista de la gráfica y de los valores máximos y mínimos anteriormente mostrados, a medida que se aumenta la velocidad, el cabeceo máximo disminuye y el cabeceo mínimo aumenta.

A continuación se compara el cabeceo que se produce en el vehículo compacto al circular a 40 Km/h por el reductor 1 (reductor del estudio inicial de 1m de longitud de rampa) con el producido al circular por el reductor 2 (reductor de longitud de rampa de 2,5m). Se ha tomado la velocidad de 40 Km/h para el estudio de comparación entre reductores, por ser la máxima permitida para el reductor 1:

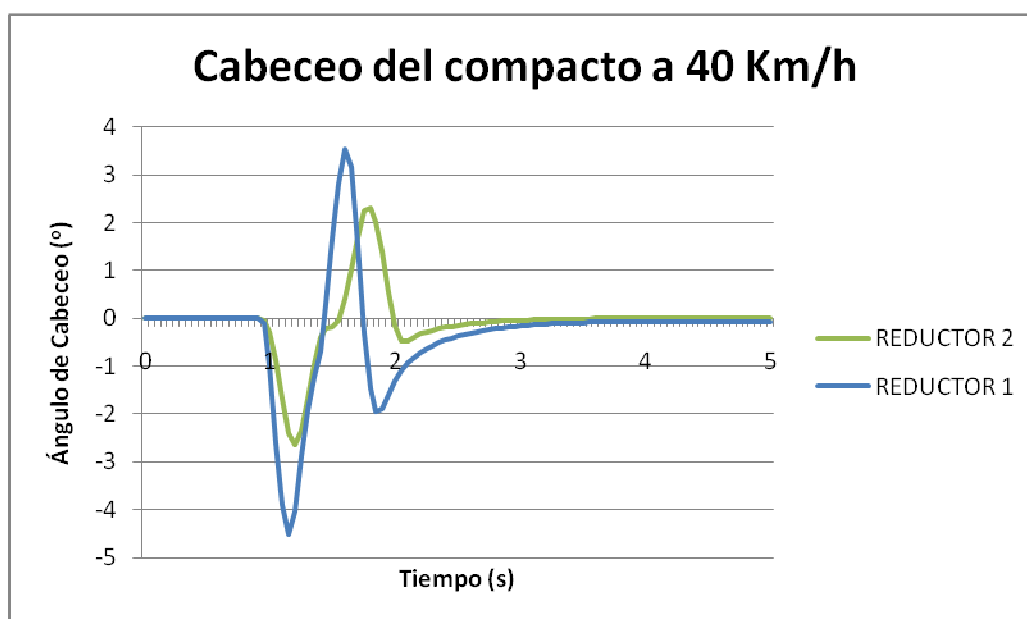


Figura 91: Comparación del cabeceo de los reductores 1 y 2

	MAX	MIN
REDUCTOR 1	3,55	-4,52
REDUCTOR 2	2,31	-2,65

Tabla 11: Cabeceo max. y min. del compacto (°)

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

Se comprueba que al aumentar la longitud de la rampa, tanto de entrada como de salida, del reductor, al circular a una misma velocidad, el cabeceo disminuye, haciendo más segura la conducción.

6.5.2 ACELERACIÓN VERTICAL

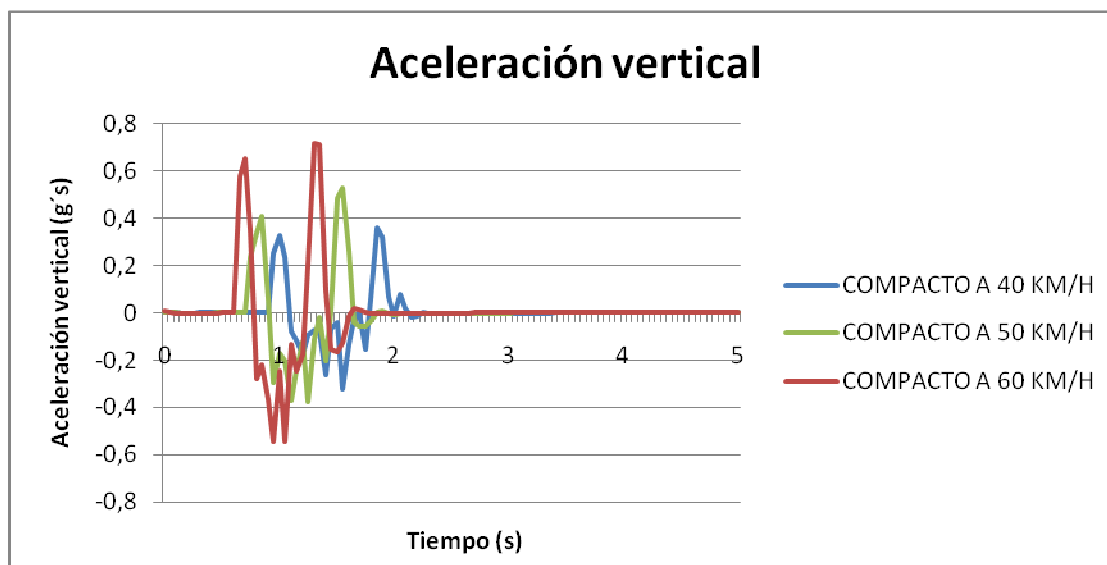


Figura 92: Aceleración vertical del reductor 2

	40 Km/h	50 Km/h	60 Km/h
ACEL.VERT.MAX	0,36	0,53	0,71
ACEL.VERT.MIN	-0,32	-0,37	-0,54

Tabla 12: Aceleración vertical max. y min. del reductor 2 (g's)

Al igual que ocurría con el estudio del reductor 1, el máximo valor de la aceleración vertical se obtiene a la mayor velocidad de estudio, siendo en este caso 60 Km/h.

Al igual que en el reductor 1, la aceleración vertical máxima aumenta a medida que se circula a mayor velocidad, y la aceleración vertical mínima varía poco a velocidades bajas, aumentando a medida que aumenta la velocidad.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

A continuación se compara, como anteriormente se hizo con el ángulo de cabeceo, la aceleración vertical del compacto circulando a 40 Km/h por el reductor 1 y por el reductor 2:

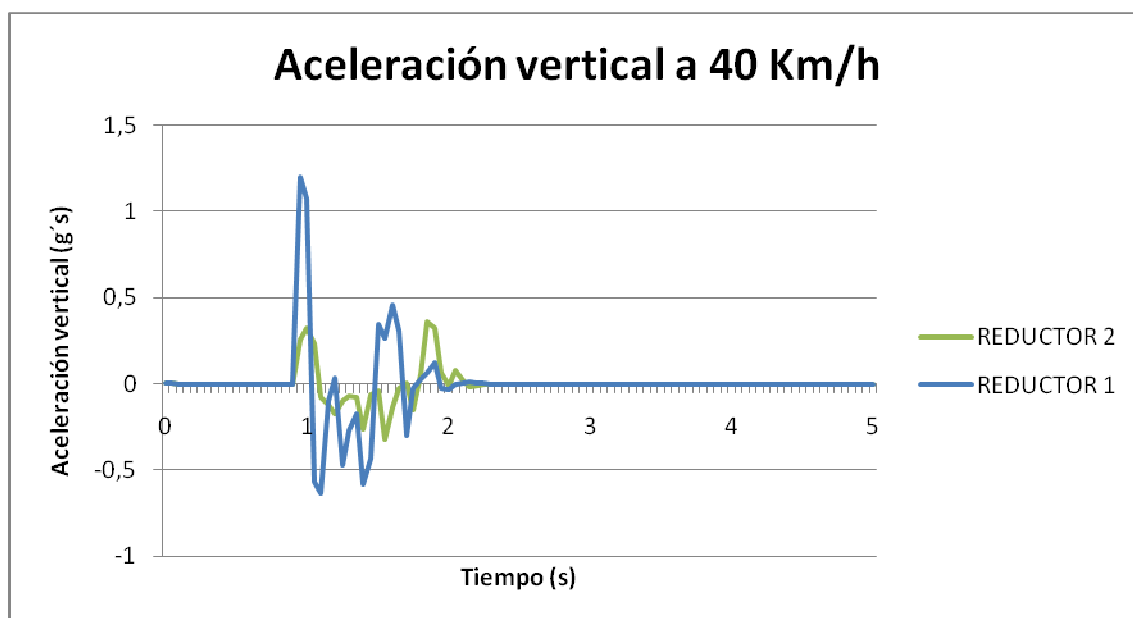


Figura 93: Comparación de la aceleración vertical máx y min. de los reductores 1 y 2

	MAX	MIN
REDUCTOR 1	1,20	-0,64
REDUCTOR 2	0,36	-0,32

Tabla 13: Aceleración vertical máx. y min. del reductor 1 y 2 (g·s)

Al contrario que ocurría con el ángulo de cabeceo, al aumentar la longitud de las rampas de entrada y salida la aceleración vertical disminuye, siendo cuatro veces menor la aceleración vertical máxima y la mitad la aceleración vertical mínima.

6.5.3 TRAYECTORIA DEL VEHÍCULO

Al igual que se realizó con el reductor 1, a continuación se muestran las gráficas que representan la trayectoria seguida por el centro de gravedad del vehículo y del centro del neumático al pasar por el reductor 2. En estas gráficas se ve cualitativamente como al aumentar la velocidad a la que atravesamos el reductor, el centro de gravedad se separa más:

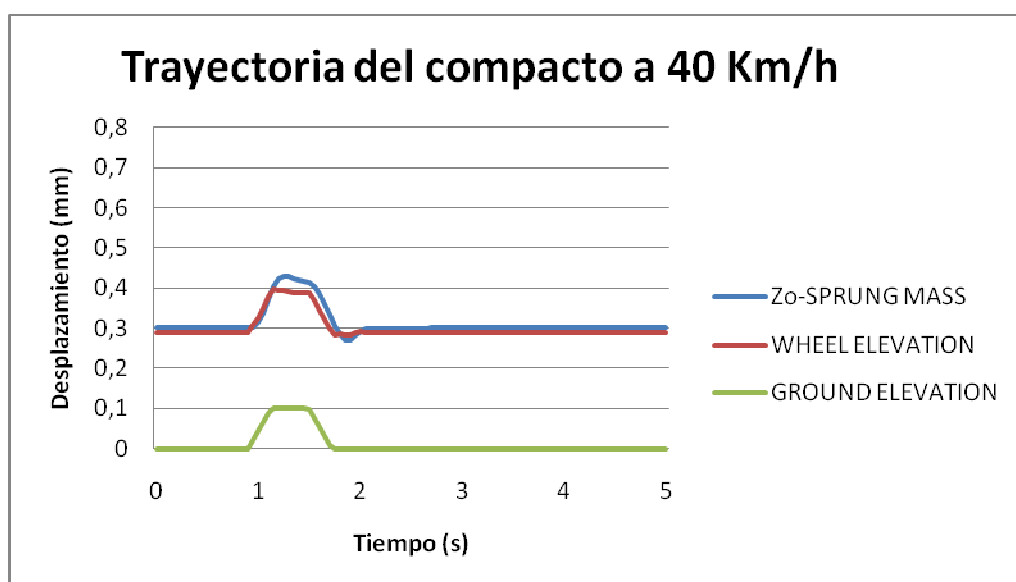


Figura 94: Trayectoria del compacto a 40 Km/h

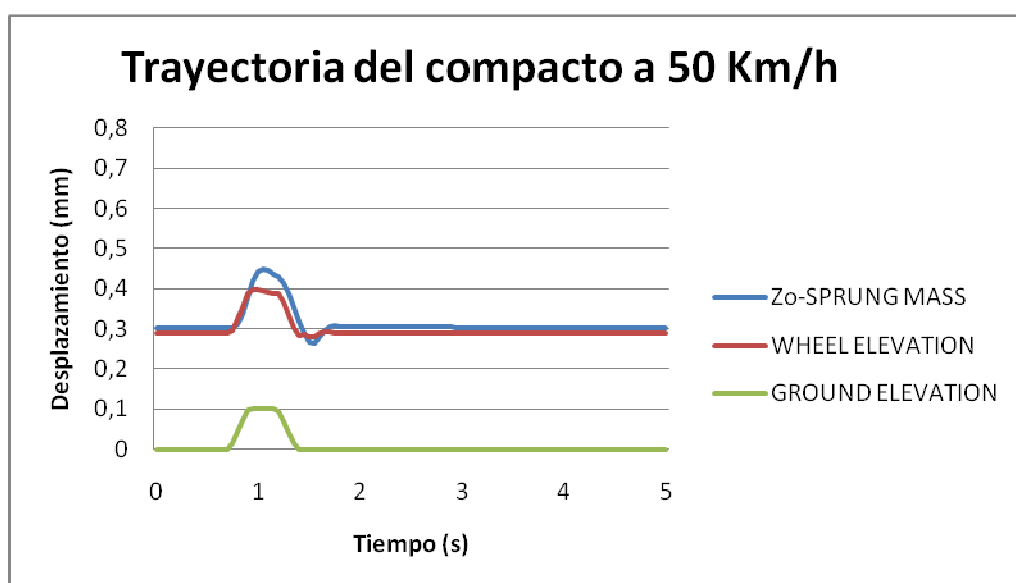


Figura 95: Trayectoria del compacto a 50 Km/h

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

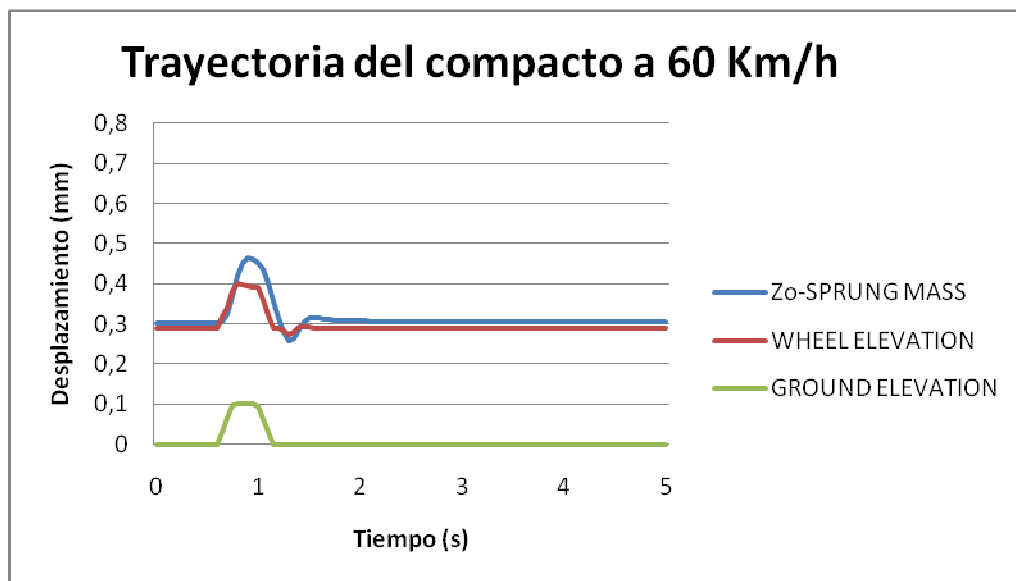


Figura 96: Trayectoria del compacto a 60 Km/h

Las siguientes tablas muestran los valores máximos y mínimos de la fuerza vertical que se ejerce en cada neumático al atravesar el reductor 2:

		MÁXIMO	MINIMO
40 Km/h	L1 Y R1	4318,69	584,00
	L2 Y R2	3278,43	308,49
50 Km/h	L1 Y R1	4819,02	679,63
	L2 Y R2	3071,97	0,00
60 Km/h	L1 Y R1	5871,13	0,00
	L2 Y R2	3381,50	0,00

Tabla 14: Fuerza max. y min. del reductor 2

Tal y como se esperaba, al aumentar la velocidad la fuerza vertical en los neumáticos disminuye al aumentar la velocidad.

En este caso se observa como a partir de 50 Km/h se pierde contacto en el eje trasero y es a 60 Km/h cuando se pierde contacto también con el eje delantero. En cambio, en el reductor 1 a 20 Km/h se perdía contacto en el eje trasero, y a 40 Km/h en el trasero.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

	MAXIMO		MINIMO	
	L1 Y R1	L2 Y R2	L1 Y R1	L2 Y R2
REDUCTOR 1	6687,72	4595,68	0,00	0,00
REDUCTOR 2	4318,69	3278,43	584,00	308,49

Tabla 15: Fuerza vertical máxima del reductor 1 y del 2

La tabla anterior, muestra la comparación de circular con el vehículo compacto a 40 Km/h por ambos reductores. Al aumentar la longitud de la rampa la fuerza vertical máxima es menor, no llegando a haber pérdida de contacto del neumático con la calzada, siendo más segura la circulación.

7. CONCLUSIONES.

Una vez analizados todos los ensayos realizados y obtenidas las conclusiones particulares para cada uno de ellos, a continuación, se enumeran las más relevantes:

✚ Respecto al estudio de campo realizado para comprobar si se adecuan a la Normativa vigente los reductores de velocidad analizados:

- En primer lugar, es necesario resaltar que ningún resalto estudiado debería estar en la Red de Carretera por no cumplir los tres criterios dimensionales de la normativa. De todos ellos, el 32% se encuentran en travesías no aptas para su ubicación, tan solo la mitad de ellos cumple con el criterio de altura, provocando en la mayoría de los reductores aceleraciones verticales que provocan pérdida de confort y, aún más importante, inseguridad al perderse adherencia entre el neumático y la calzada.
- Con respecto a la señalización, ninguno cumple estrictamente con dichas indicaciones, siendo prácticamente nula la advertencia a los conductores de la proximidad de un paso de peatones sobreelevado y tan solo un 60% de los resaltos están avisados previamente por la señal P15-a que indica la presencia de un resalto.

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS


Respecto al resalto simulado con las dimensiones de las normativas, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- Al aumentar la batalla del vehículo y/o la masa suspendida, disminuye tanto el cabeceo del vehículo, la aceleración vertical como la pérdida de adherencia, siendo segura y confortable la circulación de los pasajeros.
- En un mismo vehículo, al aumentar la velocidad, aumenta la aceleración vertical y el desplazamiento del centro de gravedad del vehículo, aumentando la pérdida de contacto neumático-calzada.
- A bajas velocidades hay pérdida de contacto en el eje trasero (a 20 Km/h en el vehículo compacto y a 30 Km/h en el sedán y en el todoterreno), siendo peligroso para la conducción debido a que la mayoría de los reductores estudiados se encuentran en los accesos de las glorietas, siendo importante no perder contacto en ningún momento para poder realizar adecuadamente el ceda al paso a la glorieta.
- La pérdida de contacto en el eje delantero y en el trasero (nunca simultáneamente), se producen a 40 Km/h en el vehículo compacto y en el sedán, y a 50 Km/h en el todoterreno.
- En resumen, el resalto dimensionado por la normativa es recomendable para poder mantener una velocidad de circulación reducida a lo largo de ciertos tramos de vía, siempre y cuando circule a bajas velocidades (recomendable 20 Km/h). Tal y como se ha comprobado en este estudio, así como en

6.-ANÁLISIS Y RESULTADOS

estudios anteriores, el dispositivo establecido por la norma ha resultado ser el más adecuado de cuantos se ha analizado.

- Por último, se comprueba, en términos generales, una mayor influencia del dispositivo ralentizador en los vehículos de pequeñas dimensiones. Para dichos vehículos la reducción del confort es notable, llegando a reducir la seguridad de circulación.

 Respecto al reductor simulado, aumentando a 2,5 m la longitud de las rampas, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- En un mismo vehículo, al aumentar la velocidad aumenta la aceleración vertical y el desplazamiento del centro de gravedad del vehículo, pero disminuye el ángulo de cabeceo ya que al tener mayor longitud en las rampas el vehículo se estabiliza antes.
- Comparando los resultados entre ambos reductores se comprueba cómo al aumentar la longitud de las rampas del reductor, tanto el ángulo de cabeceo como la aceleración vertical disminuye, llegando a ser en el caso de la aceleración vertical cuatro veces menor. Además la pérdida de contacto neumático-calzada, se produce a mayores velocidades al aumentar la longitud de rampa.

8. DESARROLLOS FUTUROS.

El estudio se ha basado en los reductores de velocidad de la ciudad de Leganés, más concretamente en aquellos con paso de peatones en su lomo. Por ese motivo resulta interesante ampliar el estudio a otras localidades, así como a otros tipos de reductores de velocidad.

Hay otros tipos de reductores de velocidad cuyo comportamiento resulta interesante analizar, como pueden ser los prefabricados de metal y los nuevos reductores “adaptativos”, rellenos de un fluido que modifica su rigidez a medida que aumenta la velocidad de paso por ellos.

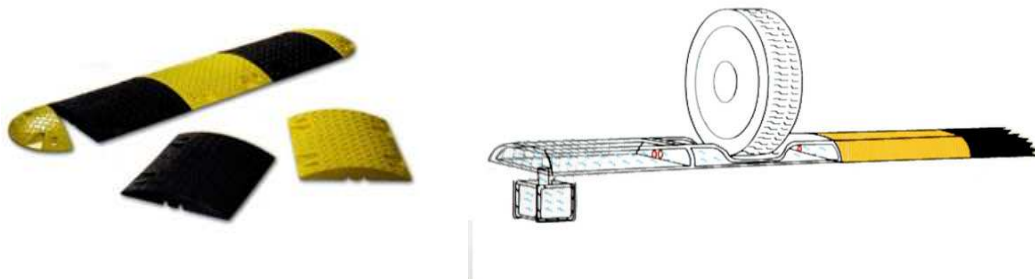


Figura 97: Reductor de velocidad metálico y relleno de fluido

Otro aspecto muy importante a estudiar es el comportamiento de los vehículos destinados al transporte de mercancías y personas:

- En un camión o furgoneta, cuando son transportadas mercancías, pueden sufrir desplazamientos en la caja. Esto puede ocasionar la degradación de las mercancías y con ello no poder asegurar la calidad en el servicio.

8.-DESARROLLOS FUTUROS

- En los autobuses urbanos habitualmente un gran número de pasajeros viajan de pie. Un mal dimensionamiento de los reductores o de las suspensiones inducen ciertos desequilibrios en los pasajeros produciendo así situaciones de peligro que podrían evitarse.

Otro tipo de reductores que pueden mostrar un interés especial, y que deberían ser estudiados, son los que se fabrican fresando el asfalto, produciendo así un hueco en la calzada. Estos badenes son de especial interés debido a que en el momento en el que el vehículo entra en el reductor, los neumáticos pierden el contacto con la calzada.

Asimismo, completaría el análisis, hacer el mismo tipo de estudios sobre superficies mojadas y deslizantes.

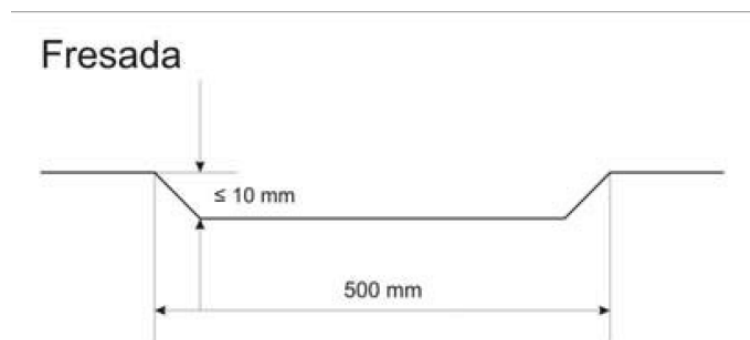


Figura 98: Bandas transversales fresadas

9. BIBLIOGRAFIA.

- [APA95] Aparicio F et al., "Teoría de los vehículos automóviles", Publicaciones ETSIIM, Madrid 1995.
- [ARI05] Arias-Paz, "Manual de automóviles", 2005, CIE Inveriones Editoriales Dossat 2000
- [BAS93] Bastow, D, "Car Suspension and Handling", 1993, Society of Automotive Engineers, Inc.
- [BOC04] Boletín Oficial de la Comunidad de Madrid, de 24/02/2004
- [BAN09] "Bandas transversales de alerta, reductores de velocidad prefabricados y pasos de peatones", Asociación Española de la Carretera(2009).
- [BOE08] Boletín Oficial del Estado nº261, de 29/10/2008."Instrucción Técnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas transversales de alerta en carreteras de la Red de Carreteras del Estado"
- [BOE87] Boletín Oficial del Estado nº233, de 29/09/1987. "Marcas viales".
- [BON01] Boletín Oficial de Navarra, de 30/10/2001.
- [BOR02] Boletín Oficial la Región de Murcia, de 24/09/2002.

9.-BIBLIOGRAFIA

- [CAL98] "Calmar el tráfico". Ministerio de Fomento,1998.
- [CIR04] "Circulación vial y accidents de trafico". Ovidio Franco Rodriguez, 2004.
- [CMR05] "CarSim® manual reference", July 2005, Mechanical Simulation Corporation, V6.03.
- [CQS05] "CarSim® quick start guide", July 2005, Mechanical Simulation Corporation, V6.
- [GIL92] Gillespie T D, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, 1992.
- [REC06] "Recomendaciones de la Dirección General de Obras Públicas para la ejecución de bandas transversales de alerta en Carreteras del sistema viario de la Comunidad Valenciana". Generalitat Valenciana, Consellería de Obras Públicas. (2006).
- [REV09] Revista del Ministerio de Fomento Nº580 –Enero 2009. "Reductores sí, pero con criterio".
- [PAG07] Pablo Álvarez Gutiérrez, Proyecto Fin de Carrera, "Estudio del comportamiento direccional de un vehículo", 2007.
- [PFC07] Raúl Frías Fernández, Proyecto Fin de Carrera, "Influencia del templado del tráfico sobre dinámica vehicular",2007.

9.-BIBLIOGRAFIA

- [PFC08] Angélica Rivera Muñoz, Proyecto Fin de Carrera,
“Influencia del templado del tráfico sobre la dinámica de
un vehículo urbano de pequeñas dimensiones”,2008.

Además de las siguientes páginas web:

- [WWWDIA] www.DIARIOMOTOR.com. “Badén Inteligente de México”
(27/10/2009)

- [WWWPRE] www.PRENSAMOTOR.com.“Badén Inteligente presentado
en el IFEMA por Badenova” . (27/10/2009)